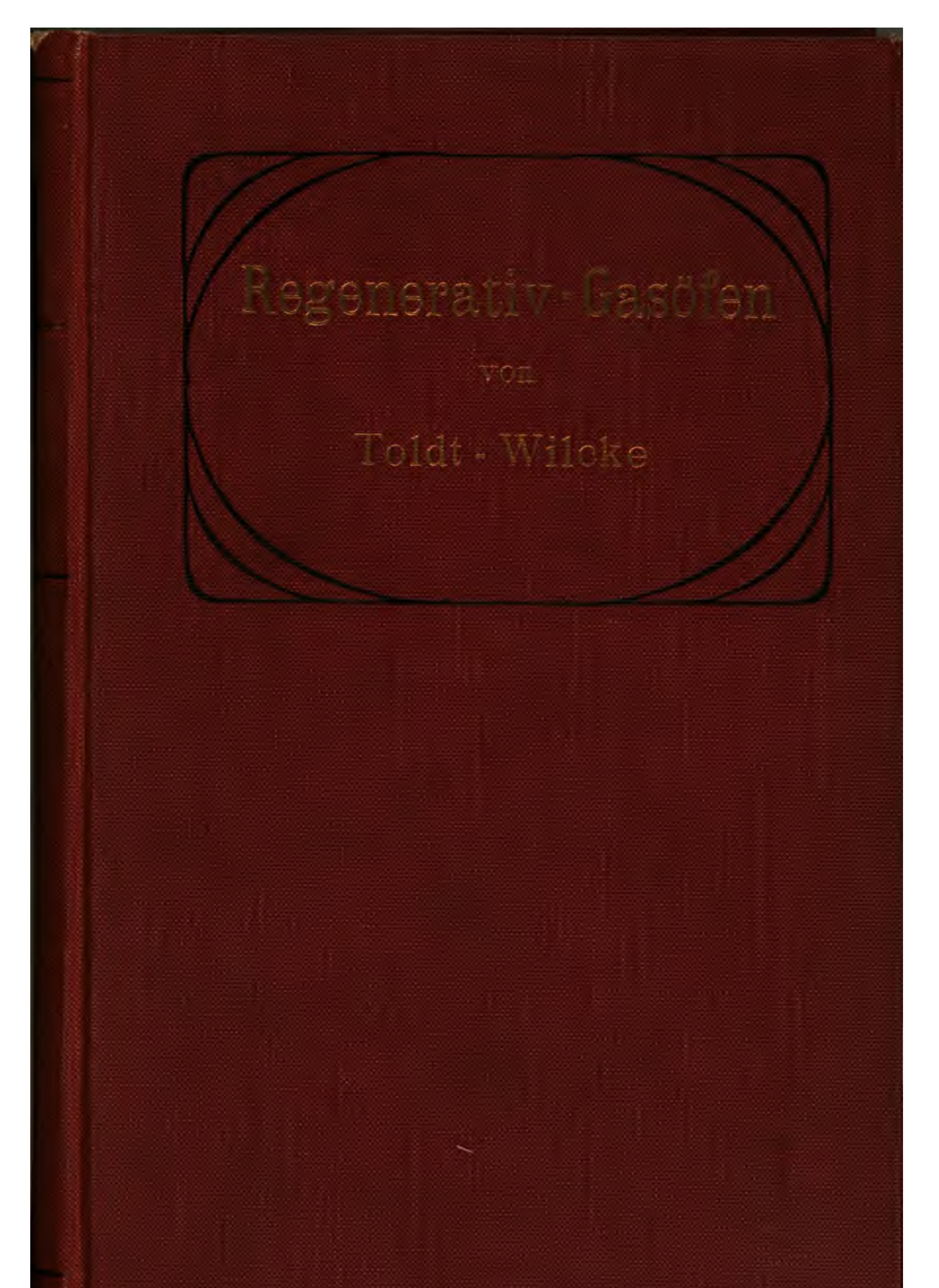
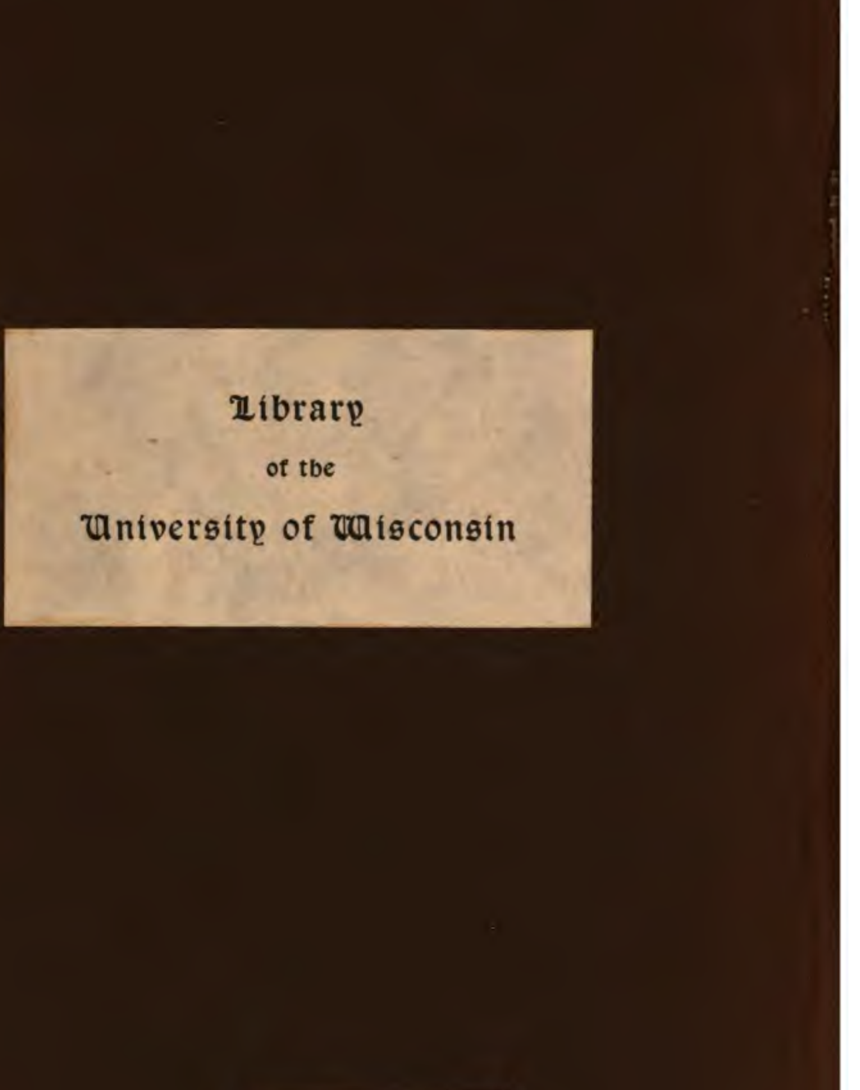

Regenerativ-Gasöfen
von
Toldt-Wilcke







# Regenerativ-Gasöfen.

Wissenschaftliche Grundsätze

für

**die Anlage und Berechnung solcher Öfen.**

Von

**Friedrich Toldt,**

Ingenieur,

weiland Dozent an der k. k. Bergakademie zu Leoben.

**Dritte Auflage,**

bearbeitet und erweitert

von

**F. Wilcke,**

Ingenieur und Lehrer an der Kgl. Baugewerken-, der Heizer- und Maschinistenschule zu Leipzig.

**Mit 32 Abbildungen im Text und 9 Tafeln.**

LEIPZIG.

VERLAG VON ARTHUR FELIX.

1907.

Altenburg
Pierersche Hofbuchdruckerei
Stephan Geibel & Co.

# Vorwort.

Als dem Verfasser der ehrenvolle Auftrag zuteil wurde, die dritte Auflage des vorliegenden, in der Praxis so schnell beliebt gewordenen Werkes zu bearbeiten, war er sich der Schwierigkeiten wohl bewußt. Behandelt das Werk doch ein Gebiet, das bisher mit Erfolg nur von einigen wenigen, Siemens, Ledebur, Schneider, Toldt usw., betreten wurde, und dessen erfolgreiche Bearbeitung große Erfahrung im Heizungswesen erfordert. Dazu kommt noch der Umstand, daß der „geistige Vater" des Systems, Friedrich Siemens, seine Regeneratorkonstruktionen von vornherein schon so vollkommen gestaltete, daß daran kaum noch etwas zu ändern ist. Es kann sich immer nur um Anpassung derselben an irgendein neues Objekt und um Ummodelung von Einzelheiten handeln. Merkbare Änderungen hat allein der Rekuperator erfahren, aber auch wieder nur in seinen Details, und zwar hauptsächlich in seinen Innenteilen. Neben dem gußeisernen Rohr fand das schmiedeeiserne, daneben das nahtlos gezogene und neben diesem das Schamotterohr Verwendung. Welches von diesen das Feld behaupten wird, das ist jedem Heizungstechniker sofort klar! Neues haben demnach alle diese Versuche nicht gebracht; sie haben nur das bestätigt, was man schon lange wußte.

Wenn demzufolge die Regeneratoren und auch die Rekuperatoren im Prinzip nicht verändert werden konnten, so gelang dieses mit ihren Wärmequellen den Generatoren. Diese haben gerade in den letzten Jahren sehr merkbare Umgestaltungen, und zwar nicht zu ihrem Nachteile, erfahren. Wir danken diese der Einführung der Saug-Explosions-Kraft-

*

maschine. Sie, die sich das erforderliche Kraftgas aus dem Generator ansaugt, gab den Anstoß zu wesentlichen Verbesserungen, indem sie uns die Schäden des alten Druck-Gaserzeugers erkennen lehrte. Von ihrer Einführung in den Betrieb datiert der zurzeit noch andauernde Aufschwung im Generatorbau. Man ging zunächst vom rostlosen zum Generator mit Rost und dann vom Generator mit Planrost zu dem mit Treppenrost und Planrost über. Daran schloß sich die Einführung der beweglichen Roste statt der festen, und den Schluß machte der rotierende Rost in feststehendem Gehäuse. Bei der konstruierten Ausgestaltung des Generators blieb man jedoch nicht stehen, sondern suchte auch ein billigeres Brennmaterial zur Einführung zu bringen. Man bemühte sich, den teuren Anthrazit und Steinkohlenkoks durch den billigeren Braunkohlenkoks zu ersetzen, und bei diesen Versuchen kam man schließlich auf die Anwendung der reinen Braunkohle in Form von Würfeln und Briketts. Letztere wieder erfuhren insofern eine Umformung, als an Stelle des Hausbrandbriketts das kleine, sehr handliche, und demnach äußerst praktische Industriebrikett trat, dem wohl die Zukunft gehören dürfte.

So arbeiteten alle Faktoren zusammen, um den Generator auf eine Höhe zu bringen, die ihn befähigt, in Verbindung mit dem Regenerator und Rekuperator eine vorzügliche Ausnutzung der Wärme im Brennstoff zu gewährleisten, wenn auch der Betrieb sachgemäß geleitet wird.

Was unter der theoretisch richtigen Konstruktion eines Generators und Regenerators zu verstehen ist, lehrt das vorliegende Werk.

Es zerfällt in drei Hauptteile: die Brennstoffe und die Verbrennung, die Ausführung der Regenerativöfen und die Berechnung derselben.

Da sich diese Einteilung bereits in zwei Auflagen bewährte, wurde sie auch für die dritte beibehalten, ebenso auch die gewählten Rechnungsbeispiele. Der Verlauf der Berechnungen mußte allerdings Änderungen erfahren, um sie an allen Stellen übersichtlich und leichter verfolgbar zu

machen. Dieses war erforderlich mit Rücksicht auf die Verwendung des Werkes als Lehrbuch an hüttenmännischen und feuerungstechnischen Lehranstalten sowie an den technischen Hochschulen.

Dem erfahrenen Feuerungstechniker bieten die Neueinfügungen im Werk manchen beachtenswerten Fingerzeig hinsichtlich der Vorgänge im Ofen und Generator, so daß dem Werke wohl auch der Name eines Hilfsbuches für Feuerungstechniker und Hüttenleute zusteht.

Leider war es dem Verfasser mit Rücksicht auf den Umfang des Werkes nicht möglich, auch einen besonderen Abschnitt über den praktischen Betrieb der Generatoren einzufügen. Er verweist deshalb diesbezüglich auf seine Bücher: „Der praktische Heizer“ und „Bau der Feuerungen“ (beide im Verlage von Arthur Felix-Leipzig erschienen). Im übrigen ist sich der Verfasser wohl darüber klar, daß das vorliegende Werk den Gegenstand trotz alledem nicht voll erschöpft; da es aber in der Hauptsache gilt, Winke und Fingerzeige für die Berechnung und den Bau von Regenerativöfen zu geben, so ist dieser Mangel wohl zu entschuldigen.

Möge das Werk von der Praxis als das aufgenommen werden, was es sein will: ein Lehrbuch für die angehenden und ein Hilfsbuch für die erfahrenen Regenerativofenbauer.

Leipzig, im August 1907.

**Wilcke.**

# Inhaltsverzeichnis.

Seite

**I. Teil. Einleitung** . . . . . . . . . . . . . . . . . . . 1

**A. Brennstoffe (Allgemeines)** . . . . . . . . . . . . . 1

Die Chemische Zusammensetzung der Brennstoffe: . . . . . 6

1. Feste Brennstoffe . . . . . . . . . . . . . . . . . 6
   - a) Holz und Holzkohle . . . . . . . . . . . . . . 6
   - b) Torf (natürlich und verkohlt) . . . . . . . . . . . 10
   - c) Braunkohle und verkohlter Lignit . . . . . . . . . 11
   - d) Steinkohle und Koks . . . . . . . . . . . . . . 14
2. Flüssige Brennstoffe . . . . . . . . . . . . . . . 23
   - a) Petroleum . . . . . . . . . . . . . . . . . . 23
   - b) Teer . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . 25
   - c) Alkohol . . . . . . . . . . . . . . . . . . . 25
3. Gasförmige Brennstoffe . . . . . . . . . . . . . 25
   - Naturgas, Leuchtgas, Luftgas, Wassergas, Mischgas, Hochofengichtgas . . . . . . . . . . . . . . . . . . . 25
4. Die elektrische Energie . . . . . . . . . . . . . 27

**B. Verbrennung** . . . . . . . . . . . . . . . . . . 30

- Absoluter Wärmeeffekt . . . . . . . . . . . . . . . 30
- Latente Wärme . . . . . . . . . . . . . . . . . . 32
- Spezifische Wärme = Wärmekapazität . . . . . . . . 34
- Ausdehnungskoeffizient . . . . . . . . . . . . . . 36
- Dichte der Gase . . . . . . . . . . . . . . . . . 43
- Sauerstoff- bezw. Luftverbrauch bei der Verbrennung . . . 46
- Luftüberschuß . . . . . . . . . . . . . . . . . . 48
- Pyrometrischer Effekt bei der Verbrennung in atmosphärischer Luft oder reinem Sauerstoff . . . . . . . . . 56
- Tabelle der erzielbaren Temperaturen . . . . . . . . . 59

Seite

Dissoziation . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . 58
Entzündbarkeit, Brennbarkeit und Flammbarkeit der Brennstoffe . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . 68
Diffusion der Gase . . . . . . . . . . . . . . . . . . 73
Wärmeaufnahme, Wärmeleitung, Wärmeausstrahlung . . . 75
Über Heizversuche . . . . . . . . . . . . . . . . . 79
Versuche von Krans-Marin . . . . . . . . . . . . . 82
Versuche von Hans v. Jüptner und Toldt . . . . . . 95
Versuche von Emilio Damour u. a. m. . . . . . . . . 97
Neuer Siemensofen (Tafel I) . . . . . . . . . . . . 98
Experimentelle Untersuchungen über die Verwertung der Wärme in den Gasöfen . . . . . . . . . . . . . . 106
Siemens-Glasofen (Tafel II) . . . . . . . . . . . . 107
Kalkulation des kalorischen Ertrages . . . . . . . . 113
Regeneration der Gasöfen . . . . . . . . . . . . . 122
1. Luft allein für die Vergasung . . . . . . . . . 124
2. Wasser als Gasbildner . . . . . . . . . . . . . 126
3. $CO_2$ als Gasbildner . . . . . . . . . . . . . . 129

**II. Teil. Ausführung der Regenerativöfen** . . . . . . . . . 135
1. Generatoren (Anordnung, Systeme, Arbeitsverlauf, Kondensation i. G.). (Tafel III) . . . . . . . . . . . . . 135
2. Gasleitungen vom Generator zu den Umsteuerungen . . . 187
Die Bewegung gasförmiger Medien in Leitungen . . . 192
Die Abmessungen der Schornsteine . . . . . . . . . 192
Schornsteintabelle . . . . . . . . . . . . . . . . 208
Stabilitätsberechnung eines Schornsteines . . . . . 213
Regulierung des Essenzuges . . . . . . . . . . . . 214
Querschnittsbestimmungen . . . . . . . . . . . . . 219
3. Umsteuerungsvorrichtungen (Tafel III u. IV) . . . . . . 226
4. Kanäle von der Umsteuerung zu den Regeneratoren . . . 234
5. Regeneratoren . . . . . . . . . . . . . . . . . . . 240
Geschwindigkeit von Gas und Luft in den Regeneratoren. 246
6. Gas- und Luftaustrittschlitze der Regeneratoren (Tafel V). 277
7. Herd . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . 285
8. Rekuperatoren . . . . . . . . . . . . . . . . . . . 293
Beckerts Tabellen der mittleren spezifischen Wärme 297 u. 298

**III. Teil. Berechnung der Dimensionen verschiedener Ofensysteme** . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . 299
1. Über die Berechnung von Regenerativofen-Dimensionen im allgemeinen . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . 299
2. Berechnung einiger Öfen auf Grund vorhandener Daten . 302
A. Spezielle Fälle (Siemens-Martin-Öfen) . . . . . . 303
1. Beispiel . . . . . . . . . . . . . . . . . . . 303

2. Beispiel . . . . . . . . . . . . . . . . . 312
3. Beispiel . . . . . . . . . . . . . . . . . 323
B. Verschiedene Ofensysteme . . . . . . . . . . . 329
a) Koksofen (Tafel III, VI und VII) . . . . . . . 329
b) Basischer Siemens-Martin-Ofen (Tafel VIII) . . . 356
c) Gaspuddelofen (System Springer) (Tafel IX) . . . 383
d) Vorrollofen nach Bildt mit Rekuperator . . . . 398
e) Winderhitzungsapparat . . . . . . . . . . . . 408
f) Regenerativofen mit Naphthafeuerung . . . . . 416

---

## Tafeln.

I. Neuer Siemensofen.
II. Glasschmelzofen System Siemens.
III. Koksofen, Generatoren und Haubenventil.
IV. Umsteuerungen (Wechselventile).
V. Anordnung der Gas- und Luftschlitze am Ofen.
VI. Koksofen System Otto Hofmann und Detail.
VII. Koksöfen System Dr. C. Otto & Co.
VIII. Martinofen für 20 t Einsatz.
IX. Gaspuddelofen (Doppelofen, System Springer).

# Erster Teil. (Einleitung.)

## A. Brennstoffe.

Alle Brennstoffe sind unter dem Einflusse jener Energie entstanden, welche die Sonne ausstrahlt. Durch die Umwandlung der Brennstoffe in Körper anderer chemischen Zusammensetzung und häufig auch solche anderer Form (eine Folge der Verbrennung) wird die in ihnen aufgespeicherte chemische Energie aus der Dauerform in die wandelbare Form der Wärme überführt.

Mit Rücksicht auf den Ursprung, den die Brennstoffe haben, wäre es wünschenswert, dieselben in natürliche und künstliche Brennstoffe zu klassifizieren. In die erste Abteilung würden dann alle jene Brennstoffe kommen, die in ihrer natürlichen Form dem Verbrennungsprozesse zugeführt werden. Die zweite Abteilung würde jene Brennstoffe umfassen, die, bevor sie verbrannt werden, erst eine gewisse Vorbereitung erfahren, die eine Änderung ihrer Form oder chemischen Zusammensetzung mit sich bringt.

Diese Einteilung würde zu folgender Zusammenstellung führen.

**Brennstoffe** [1]:

| Natürliche: | Künstliche: |
|---|---|
| Gewachsenes Holz, in Form von Scheiten und Spänen, | Holzkohle, verkohlter Torf, |

[1]) Hierher könnte man wohl auch Stoffe zählen wie Silizium, Phosphor, Mangan usw., welche bei der intermolekularen Verbrennung im Eisen beim Verblasen desselben als Wärmequellen eine Rolle spielen.

Stichtorf (geformt und ungeformt),
Braunkohle, stückig und klar,
Steinkohle, stückig und klar,
Anthrazit,
Naturgas.

verkohlter Lignit,
Koks,
Teer,
Petroleum, Masut,
Alkohol,
Leuchtgas aus Steinkohle usw.,
Luftgas.

In der Praxis zieht man heute (vgl. Wilcke, „Der Heizer“, II. Aufl.) dieser Einteilung jene nach der Form des Brennstoffes vor und unterscheidet zwischen festen, flüssigen, gas- oder luftförmigen Brennstoffen und der elektrischen Energie.

1. Feste Brennstoffe sind:
   a) Holz in Scheiten und Spänen, auch Gerberlohe und Holzkohle,
   b) Torf, natürlich und verkohlt,
   c) Braunkohle und verkohlter Lignit,
   d) Steinkohle und Koks,
   e) Rüben- und Zuckerrohrschnitte,
   f) Stroh.

2. Flüssige Brennstoffe:
   a) Petroleum (auch Rückstände von dessen Destillation, wie Masut),
   b) Teer,
   c) Alkohol.

3. Gasförmige Brennstoffe:
   Naturgas,
   Leuchtgas aus verschiedenen Kohlen,
   Luftgas,
   Wassergas,
   Mischgas,
   Hochofengichtgas und Koksofengas.

In allen Fällen, wo es sich um die Verwertung von Brennstoffen in größeren Mengen handelt, kommt es fast

ausnahmslos darauf an, nicht nur ein billiges und zweckmäßiges Brennmaterial zu beschaffen, sondern dasselbe auch auf die ökonomischste Weise auszunützen; hängt doch mit der Ökonomie des Betriebes die Prosperität des Unternehmens zusammen. Da aber die Beschaffung von billigen Brennstoffen mit der Zeit immer schwieriger werden wird, spricht man doch heute schon von der Erschöpfung der Kohlenlager, so dürfte sich immer mehr die Notwendigkeit herausstellen, mit dem Vorhandenen hauszuhalten. Um das zu können, ist aber der Verwertung, vor allem aber auch der Erforschung der Qualität der Brennstoffe mehr und mehr Aufmerksamkeit zu schenken.

Der Wert eines Brennstoffes wird in erster Linie durch die chemische Zusammensetzung bestimmt.

Alle Brennstoffe enthalten Kohlenstoff, die meisten außerdem Wasserstoff, Sauerstoff, Stickstoff, Wasser und Asche. Auch wäre noch der in fast allen Brennstoffen anzutreffende Schwefel hervorzuheben.

Den praktischen Brennwert des Brennmaterials kann man beurteilen:

1. nach dem aus der Zusammensetzung der Brennmaterialien unter Annahme vollständiger Verbrennung berechneten absoluten Heizwerte;

2. nach dem in Wirklichkeit unter gegebenen Verhältnissen nutzbaren Wärmeeffekt des Brennmaterials ohne Berücksichtigung der Kosten desselben, und

3. nach dem unter gegebenen Verhältnissen nutzbaren Wärmeeffekt mit Berücksichtigung der Kosten, indem man ermittelt, wieviel z. B. 1000 oder 10000 Wärmeeinheiten bei Verfeuerung der verschiedenen Brennmaterialien kosten. So erhält man einen Überblick über den praktischen Heizwert der betreffenden Brennmaterialien.

Natürlich ist der praktische Heizwert von vielen Umständen abhängig; auch richtet er sich selbst unter sonst völlig gleichen Verhältnissen nach dem Orte und der Art des Bezuges und des Verbrauches. Es ergibt sich demnach für einen bestimmten Brennstoff nicht ein einzelner fester Heiz-

wert, sondern man erhält verschiedene praktische Heizwerte, die abhängen von den verschiedenen Orten, wo der Brennstoff verbraucht wird, ferner auch von der Größe des Bedarfes und endlich von der Beschaffenheit der Feuerungseinrichtungen und den Bedienungsverhältnissen derselben. Immerhin aber ist es möglich, für bestimmte Verbrauchsorte annähernde Mittelwerte anzugeben, welche allgemeiner Beurteilung zugrunde gelegt werden können. Als solche Mittelwerte gab beispielsweise Dr. E. Schilling für München seinerzeit die folgenden Kosten für 10000 Wärmeeinheiten an: für gute Steinkohlen 3,8 Pf., für gewöhnliche Holzkohle 4,7 Pf., für Gaskoks 3,0 Pf., für Leuchtgas aus Steinkohle 26,0 Pf., für Petroleum 26,0 Pf., für gewöhnlichen Spiritus 74,0 Pf.[1]).

Dabei ist zu beachten, daß bei kurz andauernder, d. h. nur periodisch arbeitender Feuerung die Kosten für Kohlen-, Torf- und Koksverbrennung sich wesentlich höher stellen als bei fortwährender oder ununterbrochen betriebener Feuerung, während Gas-, Petroleum- und Spiritusfeuerung von der Betriebsdauer nur wenig beeinflußt werden.

Die chemische Zusammensetzung der Brennstoffe schwankt nach Alter, Fundort, Gewinnungsart usw. in weiten Grenzen.

Nach Prof. Schwackhöfer nimmt der prozentuale Gehalt an Kohlenstoff mit dem Alter der Brennstoffe (bzw. mit dem fortschreitenden Grade der Zersetzung derselben) stetig zu und der Sauerstoffgehalt dafür ab. Dementsprechend nimmt auch der gebundene Wasserstoff ab; der disponible hingegen steigt vom jüngsten Glied der Reihe, vom Holze bis zur fetten Steinkohle, und nimmt dann wieder ab, wie die Zusammenstellung auf Seite 5 zeigt:

Dasselbe bestätigt auch v. Jüptners Zusammenstellung in seinem Werke: „Die Untersuchung von Feuerunganlagen“, wonach enthält:

---

[1]) Die Zahlen haben heute nur noch zum Teil Gültigkeit, da sich in der Zwischenzeit die Verhältnisse für Gewinnung und Verarbeitung wesentlich geändert haben.

| Mittlere Zusammensetzung der aschen- und wasserfreien Substanz | Kohlenstoff | Wasserstoff | | Sauerstoff mit geringen Mengen von Stickstoff |
|---|---|---|---|---|
| | | disponibel | gebunden | |
| Holz . . . . . . . . . | 50,0 | 0,8 | 5,5 | 43,7 |
| Torf . . . . . . . . . | 58,0 | 1,7 | 4,3 | 36,0 |
| Jüngere Braunkohle (Lignit) | 62,0 | 2,2 | 3,8 | 32,0 |
| Ältere „ . . . . | 70,0 | 2,0 | 3,0 | 25,0 |
| Fette Steinkohle (Backkohle) | 78,0 | 4,0 | 2,0 | 16,0 |
| Magere „ (Sinter- und Sandkohle) | 88,0 | 3,0 | 1,0 | 8,0 |
| Anthrazit . . . . . . . | 94,0 | 1,5 | 0,5 | 4,0 |

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| Holz | 50 % C | 6 % H | 43 % O | 1 % N |
| Torf | 59 „ „ | 6 „ „ | 42,5 „ „ | 0,5 „ „ |
| Braunkohle | 70 „ „ | 5 „ „ | 24,5 „ „ | 0,5 „ „ |
| Steinkohle | 82 „ „ | 5 „ „ | 12 „ „ | 1 „ „ |
| Anthrazit | 95 „ „ | 2,5 „ „ | 2,5 „ „ | Sp. „ „ |

Unterwirft man die natürlichen Brennstoffe einer trockenen Destillation, worunter ein Erhitzen derselben bei Luftabschluß oder bei sehr beschränktem Luftzutritt zu verstehen ist, so erhält man außer einem festen Rückstande (Holzkohle, verkohltem Torf oder Torfkohle, verkohltem Lignit oder Braunkohlenkoks, Steinkohlenkoks) noch gasförmige und flüssige Produkte. Letztere werden in sehr vielen Fällen industriell noch verwertet. Es könnte aber der Verwertung der Nebenprodukte noch viel mehr Aufmerksamkeit geschenkt werden, denn dadurch sind bedeutende Summen zu ersparen. Es ist hier nicht der Ort, darüber mehr zu sagen; mit Rücksicht auf die Wichtigkeit der Sache soll aber doch bei Besprechung des Wertes der Kondensation in Gasleitungen und bei der Berechnung eines Koksofens im dritten Teile des Buches einiges darüber mitgeteilt werden.

Von dem in dem Brennstoffe enthaltenen Wasserstoffe ist ein Teil an den vorhandenen Sauerstoff gebunden und bildet das „chemisch gebundene Wasser“, der übrig gebliebene Wasserstoff wird als „disponibler Wasserstoff“ bezeichnet.

# Die chemische Zusammensetzung der Brennstoffe.

## 1. Feste Brennstoffe.

### a) Holz und Holzkohle.

Das Holz besteht aus dem Skelett und dem durch dieses festgehaltenen Safte. Das Skelett ist der Hauptsache nach Zellulose ($C_6H_{10}O_5$), von 44,44 % C, 6,17 % H und 49,39 % O.

Außerdem enthält die Holzfaser noch verschiedene zusammengesetzte stickstoffhaltige und stickstofffreie fremde Bestandteile, so daß wir zwischen Hölzern der verschiedensten Zusammensetzung zu unterscheiden haben. Nachstehende Tabelle enthält die Zusammenstellung der bekannteren Arten; sie wurde von H. Chevandier in den „Annal. de Phys. et de Chim." veröffentlicht.

**Zusammensetzung wasser- und aschenfreien Holzes.**

| Baumart | C | H | O | N |
|---|---|---|---|---|
| Buche | 49,89 | 6,07 | 43,11 | 0,93 |
| Eiche | 50,64 | 6,03 | 42,05 | 1,28 |
| Birke | 50,61 | 6,23 | 42,04 | 1,12 |
| Espe | 50,31 | 6,32 | 42,39 | 0,98 |
| Weide | 51,75 | 6,19 | 41,08 | 0,98 |
| Buche | 50,08 | 6,23 | 41,61 | 1,08 |
| Eiche | 56,89 | 6,16 | 41,94 | 1,01 |
| Birke | 51,93 | 6,31 | 40,69 | 1,07 |
| Espe | 51,09 | 6,28 | 41,65 | 1,05 |
| Weide | 54,03 | 6,56 | 37,93 | 1,48 |

Wie man sieht, läßt sich trotz der offenbaren Schwankungen im Gehalt des Holzes doch eine Art Mittelwert für die Zusammensetzung trockenen und aschenfreien Holzes angeben, der sich etwa stellt auf: 49,2 % Kohlenstoff, 6,1 % Wasserstoff und 43,7 % Sauerstoff sowie Stickstoff.

Der Aschengehalt wechselt mit dem Alter und ist auch an den verschiedenen Stellen des Baumes verschieden. Im Mittel sind enthalten in 100 Teilen Holz Asche:

| Holzart | nach: | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | Berthier | Karsten | | Chevandier | | |
| | | junges Holz | altes Holz | Stammholz | Äste | Reisholz |
| Rottanne, Pinus picea | 0,83 | 0,15 | 0,15 | — | — | — |
| Birke | 1,00 | 0,25 | 0,30 | 0,57 | 1,00 | 0,48 |
| Kiefer, Pinus sylvestris | 1,24 | 0,12 | 0,15 | — | — | — |
| Eiche | 2,50 | 0,15 | 0,11 | 1,94 | 1,49 | 1,32 |
| Linde | 5,00 | 0,40 | — | — | — | — |
| Weißtanne, Pinus abies | — | 0,23 | 0,25 | — | — | — |
| Buche | — | 0,32 | 0,35 | 0,73 | 1,54 | 0,72 |
| Eller | — | 0,35 | 0,40 | — | — | — |
| Rotbuche | — | 0,38 | 0,40 | — | — | — |
| Espe | — | — | — | 1,49 | 2,38 | — |
| Weide | — | — | — | 2,94 | 3,66 | — |

Über die chemische Zusammensetzung der verschiedenen Holzaschen gibt die Tabelle auf Seite 8 Aufschluß.

Der Wassergehalt des Holzes wechselt mit der Jahreszeit und beträgt nach Schüblers Untersuchungen für:

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| Esche | Ende Januar | 28,8 %, | Anfang Juni | 38,6 % |
| Ahorn | „ „ | 33,6 %, | „ „ | 40,3 % |
| Roßkastanie | „ | 40,2 %, | „ „ | 47,1 % |
| Tanne (Pinus abies) | „ | 52,7 %, | „ „ | 61,0 %. |

Auch hängt der Wassergehalt nach Schübler und Hartig von der Baumart ab, indem enthält:

| | Wasser: |
|---|---|
| Hainbuche, Carpinus betulus | 18,6 % |
| Salweide, Salix caprea | 26,0 „ |
| Ahorn, Acer pseudo-platanus | 27,0 „ |
| Vogelbeere, Sorbus aucuparia | 28,3 „ |
| Esche, Fraxinus excelsior | 28,7 „ |
| Birke, Betula alba | 30,8 „ |
| Mehlbeere, Crateyus torminal | 32,3 „ |
| Eiche, Quercus robur | 34,7 „ |
| Stieleiche, Quercus pedunculata | 35,4 „ |
| Weißtanne, Pinus abies | 37,1 „ |
| Roßkastanie, Aesculus hypocastaneus | 38,2 „ |
| Kiefer, Pinus sylvestris | 39,7 „ |
| Rotbuche, Fagus sylvatica | 39,7 „ |

## Aschenanalysen verschiedener Holzarten.

| Holzart | Standort | Art des Bodens | Jahreszeit der Fällung | Baumteil | Asche in % des Holzes mit 20% Nässegehalt | Zusammensetzung der Asche in Prozenten | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | | Alkalien | $CaO$ | $MgO$ | $MnO_2$[1] | $Fe_2O_3$ | $Al_2O_3$ | $SiO_2$ | $SO_3$ | $P_2O_5$ | $CO_2$ | Summe |
| Föhre, Pinus sylvestris | Ljusne in Schweden | trocken | Winter | Kernholz | 0,138 | 13,04 | 39,25 | 10,80 | 5,36 | 3,04 | ? | 1,80 | ? | 0,36 | 21,87 | — |
| „ | | „ | „ | Splint | 0,182 | 16,88 | 34,62 | 6,78 | 4,77 | 2,76 | 2,65 | 2,40 | 4,96 | 3,87 | 19,50 | 99,19 |
| „ | | „ | „ | Rinde | 1,157 | 9,47 | 49,80 | 6,75 | 2,84 | 1,03 | 10,70 | 1,85 | 2,83 | 5,95 | 7,50 | 98,72 |
| „ | | „ | Frühjahr | Kernholz | 0,168 | 13,45 | 39,25 | 9,14 | 5,68 | 1,43 | 1,60 | 1,45 | 3,32 | 1,54 | 21,15 | 98,01 |
| „ | | sumpfig | „ | „ | 0,158 | 14,77 | 40,95 | 9,89 | 4,64 | 0,73 | 3,05 | 1,30 | 3,73 | 0,35 | 19,10 | 98,51 |
| „ | | „ | „ | Splint | 0,152 | 23,09 | 33,90 | 7,96 | 3,79 | 3,38 | 1,20 | 1,55 | 2,80 | 5,53 | 15,75 | 98,95 |
| Weißtanne, Pinus abies | | trocken | Winter | Kernholz | 0,242 | 13,88 | 39,60 | 7,52 | 3,51 | 1,64 | 1,35 | 2,20 | 3,20 | 0,39 | 25,30 | 98,59 |
| „ | | „ | „ | Splint | 0,204 | 18,03 | 37,25 | 5,45 | 3,22 | 1,18 | ? | 2,75 | ? | 3,42 | 21,76 | — |
| „ | | „ | „ | Rinde | 4,471 | 5,40 | 47,70 | 3,38 | 3,51 | 0,59 | 3,25 | 1,35 | 0,83 | 2,21 | 30,10 | 98,32 |
| Birke . . . . . . . | | — | Frühjahr | Holz | 0,219 | 18,59 | 30,75 | 10,33 | 3,51 | 0,85 | 3,40 | 1,96 | 3,90 | 5,12 | 21,30 | 99,71 |

[1]) Der Mangangehalt der Asche wurde als Superoxyd angenommen.

Der Mangangehalt der Asche kann sehr stark schwanken. Diesbezügliche Versuche ergaben Werte, welche zwischen 0,14% und 2,08% lagen.

Von besonderer Wichtigkeit mit Rücksicht auf die Verwendung im Hüttenwesen und insbesondere auf die Verwendung als Holzkohle ist der Phosphor- und Aschengehalt des Holzes.

| | Wasser: |
|---|---|
| Erle, Betula alnus | 41,6 % |
| Espe, Populus tremula | 43,7 „ |
| Ulme, Ulmus campestris | 44,5 „ |
| Rottanne, Pinus picea | 45,2 „ |
| Linde, Tilia europaea | 47,1 „ |
| Italienische Pappel, Populus italica | 48,2 „ |
| Lärche, Pinus larix | 48,6 „ |
| Baumweide, Salix alba | 50,6 „ |
| Schwarzpappel, Populus nigra | 51,8 „ |

Der absolute Wärmeeffekt der verschiedenen Holzgattungen im lufttrockenen Zustande wechselt zwischen 2400 und 4700 Kalorien.

Ein Kubikmeter des grünen Holzes wiegt je nach Holzart und Form 720 bis 1060 kg;

ein Kubikmeter lufttrocknen Holzes 445 bis 797 kg.

Die mittlere Zusammensetzung der Holzkohle nach Tamm ist folgende:

| | lufttrocken | vollkommen trocken |
|---|---|---|
| Kohlenstoff | 75,5 % | 83,0 % |
| Sauerstoff | 12,0 „ | 13,2 „ |
| Wasserstoff | 2,5 „ | 2,7 „ |
| Asche | 1,0 „ | 1,1 „ |
| Hygroskopisches Wasser | 9,0 „ | — „ |

Krüger teilt folgende Tabelle mit:

| Temperatur, bei welcher die Holzkohlen erzeugt sind, in Graden Celsius | Kohlenstoff | Wasserstoff | Sauerstoff, Stickstoff und Verlust | Asche |
|---|---|---|---|---|
| 280 | 72,64 % | 4,70 % | 22,10 % | 0,57 % |
| 290 | 72,49 „ | 4,98 „ | 22,93 „ | 0,61 „ |
| 300 | 73,24 „ | 4,25 „ | 21,96 „ | 0,57 „ |
| 310 | 73,63 „ | 3,83 „ | 21,81 „ | 0,74 „ |
| 320 | 73,57 „ | 4,88 „ | 21,09 „ | 0,52 „ |
| 340 | 75,20 „ | 4,41 „ | 19,96 „ | 0,48 „ |
| 350 | 76,64 „ | 4,14 „ | 18,44 „ | 0,60 „ |
| 430 | 81,64 „ | 1,96 „ | 15,25 „ | 1,16 „ |

Das Gewicht der Holzkohle aus weichem Holz stellt sich im Mittel auf 14 kg pro Hektoliter, von hartem Holz auf 24 kg und von gemischter Holzkohle auf ca. 20 kg pro hl.

Der absolute Wärmeeffekt liegt zwischen 4000 und 6000 Kalorien.

Die Entzündungstemperatur zwischen 300 und 400° C.

### b) Torf (natürlich und verkohlt).

Nach Versuchen von Kane, Walz, Regnauld, Karmarsch u. a. ist trockener Torf folgendermaßen zusammengesetzt:

| Gewinnungsort des Torfes | Wassergehalt bei lufttrockenem Torf in Prozenten | C | O | N | H | Asche |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | im Durchschnitt und in Prozenten | | | | |
| Rheinpfalz . . . . | 16,5 | 55 | 34 | 2 | 6 | 3 |
| Preußen . . . . . | 18 | 53 | 33 | | 5 | 9 |
| Holland . . . . . | — | 50,9 | 30,3 | | 4,6 | 14,3 |
| Bremen . . . . . | — | 57,5 | 34 | 1,4 | 5,7 | 1,4 |
| Württemberg . . . | 19 | 50 | 28,5 | 2 | 5,5 | 14 |
| Baden . . . . . . | 15 | 54 | 38 | 1,1 | 5,4 | 1,5 |
| Hamburg . . . . | — | 57,2 | 37,56 | | 5,32 | 2,31 |
| Harz . . . . . . | — | 57 | 35,5 | 0,9 | 5,8 | 0,8 |
| Neustädter Hütte . | 10,5 | 59,6 | 31,64 | | 5,43 | 3,32 |

Dr. P. Fritzsche gibt folgende Daten dafür an:

| Fundort | Chemische Zusammensetzung | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | $H_2O$ | | C | H | O | N | Asche |
| Harz . . . . | 10—90 % | Auf Trockenheit berechnet. | 50,86 | 5,80 | 42,57 | 0,77 | 0,57 |
| Havelniederung | | | 53,51 | 5,90 | 40,59 | — | 5,33 |
| Hamburg . . . | | | 57,12 | 5,32 | 37,56 | — | 1,89 |
| Holland . . . | | | 59,27 | 5,41 | 35,32 | 1,79 | 2,04 |
| Friesland . . . | | | 64,41 | 5,57 | 34,02 | — | — |

Torfasche besteht nach **Dr. P. Fritzsche** aus:

| Fundort | Kali | Natron | Kalk | MgO | $Al_2O_3$ | $Fe_2O_3$ | $P_2O_5$ | $SO_3$ | Cl | $SiO_2$ (löslich) | $CO_2$ | Sand und Ton (unlöslich) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Harz . . | 1,33 | 1,45 | 23,78 | 15,59 | 10,69 | 6,76 | 5,5 | 11,06 | 1,82 | 4,4 | — | 17,32 |
| Holland . | 1,2 | 1,1 | 11,7 | 4,5 | 2,9 | 5,3 | — | 9,7 | 1,5 | 9,8 | — | 51,5 |
| Aboe in Schweden | 3,13 | | 20,98 | 1,46 | 23,43 | 12,64 | 6,56 | 8,6 | 0,24 | 21,69 | — | — |

Darnach ergeben sich folgende Vergleichszahlen für verschiedene Torfgattungen.

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| 100 | kg | heller Torf | = | 94,6 | kg Fichtenholz |
| 100 | „ | brauner „ | = | 107,6 | „ „ |
| 100 | „ | Erdtorf | = | 10,4 | „ „ |
| 100 | „ | Pechtorf | = | 110,7 | „ „ |

1 cbm Torf mit 20 % $H_2O$ wiegt 500 bis 600 kg.

Der absolute Wärmeeffekt des Torfes stellt sich im Durchschnitte auf etwa 3800 Kalorien; für schlechten und feuchten Torf sind 2000 und für besten getrockneten (Preß-) Torf 5000 Kalorien zu rechnen.

Torfkohle besteht nach Scherer aus 86 % Kohlenstoff, 10 % hygroskopischem Wasser und 4 % Asche.

Torfkohle schlechter Qualität besteht aus 34 % Kohlenstoff, 10 % Wasser und 56 % Asche.

Der absolute Wärmeeffekt der Torfkohle beträgt durchschnittlich 6000 Kalorien.

Zu erwähnen wäre, daß Torf meist einen ziemlich hohen Gehalt an Phosphorsäure aufweist.

### c) Braunkohle und verkohlter Lignit.

Die chemische Zusammensetzung der Braunkohle kann im Durchschnitt angegeben werden mit 66 % Kohlenstoff, 4 % Wasserstoff, 29 % Sauerstoff und 1 % Stickstoff.

## Chemische Zusammensetzung einiger Braunkohlen.

| Braunkohle und deren Fundorte | C | H | O u. N | Asche |
|---|---|---|---|---|
| | in Prozenten | | | |
| 1. Heller Lignit a. d. Westerwald . . . . . . . . | 70,26 | 6,4 | 21,4 | 1,9 |
| 2. Dunkler Lignit, ebendaher | 58,20 | 5,9 | 35,1 | 1,7 |
| 3. Schwarzbrauner Lignit aus Thallern . . . . . . . | 49,58 | 3,81 | 22,68 | 19,34 |
| 4. Stängelige Glanzkohle vom Meißner . . . . . | 86,67 | 3,94 | 9,39 | — |
| 5. Erdkohle von Mertendorf | 49,5 | 5,1 | 22,8 | 21,5 |
| 6. Gelbweißliche Erdkohle von Gerstewitz . . . . | 67,1 | 10,2 | 10,0 | 12,6 |
| 7. Gemeine Braunkohle vom Siebengebirge . . . . . | 77,1 | 2,54 | 19,35 | 1,0 |
| 8. Pechkohle vom Habichtswald . . . . . . . . | 57,26 | 4,52 | 26,16 | 1,33 |
| 9. Pechkohle aus Bayern . | 73,84/68,36 | 3,91/4,52 | 12,25/23,66 | 8,32/5,36 |

Darnach ist die stängelige Glanzkohle vom Meißner die beste; ihr absoluter Wärmeeffekt stellt sich auf rund 7000 Kalorien.

Nach **Dr. P. Fritzsche** enthalten die bekannteren Braunkohlensorten deutscher Herkunft:

| Fundort | Chemische Zusammensetzung | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | $H_2O$ | C | H | O | N | Asche |
| Grube Alfred bei Gnadau . . . | 46,00 | 30,9 | 2,5 | 13,09 | — | 7,51 |
| „ Trendelbusch . . . . . | 45,00 | 33,72 | 2,65 | 12,85 | — | 5,78 |
| „ Treue (Schöningen) . . . | 48,00 | 30,72 | 2,68 | 12,37 | — | 6,67 |
| „ Concordia (Nachterstedt) . | 42,08 | 34,47 | 3,11 | 13,98 | — | 6,34 |
| „ Georg (Aschersleben) . . | 49,00 | 29,37 | 2,36 | 12,11 | — | 7,16 |
| Vom Meißner . . . . . . . | 40,00 | 36,44 | 2,62 | 12,96 | — | 7,98 |

Für Kohle österreichischer Provenienz fand **Schwackhöfer:**

| Bezeichnung der Kohle (Fundort) | Chem. Zusammensetzung | | | | | | Verbrennl. Schwefel | Kalor. Wert | Verdampf. Wert |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | C | H | O | N | $H_2O$ hygr. | Asche | | | |
| Leoben, Stückkohle . . | 60,43 | 4,09 | 18,10 | 0,70 | 10,58 | 6,10 | 0,40 | 5370 | 8,52 |
| „ Grieskohle. . | 55,66 | 3,84 | 18,32 | 0,62 | 11,34 | 10,22 | 0,33 | 4898 | 7,77 |
| Fohnsdorf, Würfel- und Nußkohle . . . . . | 56,73 | 3,97 | 16,78 | 0,76 | 10,78 | 10,98 | 1,20 | 5104 | 8,10 |
| Köflach, Stückkohle . . | 44,22 | 3,58 | 17,74 | 0,52 | 28,08 | 5,86 | 0,29 | 3815 | 6,06 |
| Trifail, ? . . | 47,89 | 3,44 | 15,98 | 1,10 | 21,71 | 9,88 | 1,31 | 4198 | 6,65 |
| Aussig, Annaschacht ? | 42,20 | 3,81 | 22,88 | 0,44 | 25,90 | 4,77 | 0,92 | 3560 | 5,65 |
| Bilin, Amalienschacht ? | 46,38 | 3,59 | 14,54 | 0,63 | 27,31 | 7,55 | 1,58 | 4145 | 6,58 |
| Dux, Stückkohle . . . | 46,90 | 3,38 | 13,62 | 0,30 | 29,00 | 6,80 | 0,76 | 4132 | 6,56 |
| Osseg, Nelsonschacht, Nußkohle . . . . . | 52,94 | 3,92 | 14,42 | 0,91 | 22,87 | 4,94 | 1,46 | 4799 | 7,62 |
| Brüx, Juliusschacht, Mittel II . . . . . | 50,61 | 3,43 | 14,01 | 0,64 | 22,46 | 8,83 | 1,41 | 4487 | 7,12 |
| Salgo-Tarjan, Förderkohle . . . . . . | 49,04 | 3,46 | 14,05 | 0,68 | 12,19 | 20,58 | 1,24 | 4426 | 7,02 |
| Dorog, ? | 48,87 | 3,38 | 17,74 | 0,92 | 17,53 | 11,56 | 3,35 | 4283 | 6,80 |
| Zenica in Bosnien . . | 48,78 | 3,72 | 16,66 | 1,33 | 16,98 | 12,53 | 2,80 | 4395 | 6,98 |

Die Zusammensetzung der Braunkohlenasche gibt **Dr. P. Fritzsche** wie folgt an:

| Braunkohle und Fundort | $K_2O$ | $Na_2O$ | CaO | MgO | $Al_2O_3$ | $F_2O_3$ | MnO | $SO_3$ | Cl | $SiO_2$ (löslich) | $CO_2$ | Sand u. Ton (unlöslich) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Lignit vom Meißner . . | 1,9 | — | 10,0 | 3,4 | 14,7 | 18,1 | — | 30,3 | — | 20,5 | — | — |
| Braunkohle von Helmstedt. . | 1,9 | — | 23,67 | 2,58 | 11,57 | 5,57 | — | 33,83 | — | — | 17,27 | — |
| Braunkohle von Edeling. . . | 2,38 | 0,38 | 15,62 | 3,64 | 23,7 | 5,05 | 1,13 | 12,35 | — | 36,01 | — | — |

1 cbm Braunkohle wiegt 600 bis 700 kg.

Der Wassergehalt der Braunkohle beträgt mitunter bis 50 %.

Der Heizwert schwankt zwischen 1800 und 4500 Kalorien und erreicht selbst bei den besten Sorten im trockenen Zustande

die oben angegebenen 7000 Kalorien nie! Da der Heizwert der Braunkohlen sogar meist unter 3000 Kalorien bleibt, so ist man dazu übergegangen, sie zu brikettieren. Das Verkohlen der Braunkohle wird selbst bei Ligniten heute nur noch selten vorgenommen; doch erzeugt man dabei meist kleine Stücke.

Die in Wöllan in Untersteiermark hergestellten „verkohlten Lignite" enthalten angeblich 83,44 % C, 3,20 % H, 10,21 % O, 0,93 % S und 2,22 % Asche.

Ihr Brennwert soll sich auf 7531 Kalorien stellen, was zu bezweifeln ist; sie sollen 11,26 kg Wasser verdampfen (?).

1 cbm Feinkoks wiegt 481,53 kg, 1 cbm Mittelkoks 393,80 kg, 1 cbm Grobkoks 352,24 kg, 1 cbm im Durchschnitt 443,24 kg.

Bei der Verkohlung von Lignit kann auf ein mittleres Ausbringen von 29,25 % gerechnet werden.

### d) Steinkohle und Koks.

Die chemische Zusammensetzung der Steinkohle kann im Mittel angegeben werden mit: 65 bis 80 % Kohlenstoff, 4 bis 6 % Wasserstoff, 8 bis 18 % Sauerstoff und 2 bis 20 % Asche.

Schwefel und Stickstoff kommen in Mengen von bis zu 2 % vor.

Phosphor findet sich bis 0,8 %.

Deshalb enthält auch der Koks Schwefel und Phosphor in größeren Mengen.

1 cbm Steinkohle wiegt im Mittel etwa 800 kg.

Der absolute Wärmeeffekt der Steinkohle liegt meist zwischen 6500 und 7300 Kalorien, fällt selten unter 6000 Kalorien, erreicht bei den sog. Anthraziten sogar 8000 Kalorien. Nach Krüger darf man den absoluten Wärmeeffekt ansetzen für:

(Siehe Tabelle 1 auf Seite 15.)

Auch wiegt nach Krüger 1 cbm Steinkohle, dichtgelagert, 1200 bis 1500 kg.

Das Heizvermögen von Holz zu Steinkohle stellt sich dem Volumen nach wie 5 zu 1, d. h. Steinkohle hat ein fünfmal größeres Heizvermögen als Holz.

| Bezeichnung der Steinkohlen | C | H | N u. O | Absoluter Wärme-effekt in Kalorien |
|---|---|---|---|---|
| | in Prozenten | | | |
| **A. Langflammige, sauerstoffreiche Steinkohlen.** | | | | |
| 1. Magere Flammkohlen | 80,8 | 5,2 | 14,0 | 6887 |
| 2. Sinternde Flammkohlen | 83,4 | 5,4 | 11,2 | 7260 |
| 3. Backende Flammkohlen | 84,8 | 5,2 | 10,0 | 7340 |
| **B. Kurzflammige und kohlenstoffreiche Steinkohlen.** | | | | |
| 4. Fettkohlen (backende) | 89,0 | 5,0 | 6,0 | 7740 |
| 5. Eßkohlen (sinternde) | 90,7 | 4,5 | 4,8 | 7740 |
| 6. Anthrazitkohlen (magere) | 92,0 | 4,0 | 4,0 | 7694 |

## I. Analysen von Steinkohlen nach Dr. P. Fritzsche.

| Kohlengattung | Zusammensetzung der aschenfreien Kohlen | | | Auf 1000 Teile C sind vorhanden Wasserstoff | | | Koks aus aschenfreier Kohle % |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | C | H | O u. N | disponibler | gebunden | Summe | |
| **1. Nichtbackende Gaskohlen.** | | | | | | | |
| Saarkohle | 75,75 | 4,87 | 19,38 | 32,43 | 32,33 | 64,67 | 85,1 |
| Oberschlesische | 73,38 | 5,23 | 18,39 | 38,41 | 33,60 | 72,0 | 64,11 |
| Newcastle | 79,54 | 5,63 | 14,83 | 47,52 | 23,31 | 70,83 | 60,95 |
| **2. Backende Gaskohlen.** | | | | | | | |
| Westfalen (Nordstern) | 81,64 | 6,20 | 12,15 | 57,39 | 18,65 | 76,04 | 60,31 |
| Westfalen (Hannover) | 82,33 | 5,08 | 12,59 | 41,41 | 19,07 | 60,48 | 65,00 |
| Niederschlesien (Glückhilf) | 85,12 | 5,02 | 9,85 | 44,52 | 14,43 | 58,95 | 67,6 |
| Saarkohle (Friedrichsthal) | 80,25 | 5,23 | 14,52 | 42,61 | 22,55 | 65,21 | 60,0 |
| England (Newcastle) | 83,8 | 5,42 | 10,72 | 48,71 | 15,09 | 63,79 | 58,15 |
| **3. Back-(Koks) Kohlen.** | | | | | | | |
| Belgien | 89,29 | 4,8 | 5,9 | 45,16 | 8,28 | 53,74 | 18,69 |

| Kohlengattung | Zusammensetzung der aschenfreien Kohlen | | | Auf 1000 Teile C sind vorhanden Wasserstoff | | | Koks aus aschenfreier Kohle % |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | C | H | O u. N | disponibler | gebunden | Summe | |
| Westfalen (Präsident) . . . . | 88,12 | 5,26 | 6,61 | 50,36 | 9,37 | 59,73 | 77,7 |
| Westfalen (Schmiedkohlen) . . . . | 86,77 | 4,79 | 8,43 | 43,15 | 11,97 | 55,07 | 83,83 |
| Niederschlesien (Karl-Georg) . . | 89,90 | 4,34 | 5,73 | 40,34 | 7,98 | 48,32 | 83,0 |
| **4. Magerkohle.** | | | | | | | |
| Westfalen (Zeche Hamburg) . . . | 90,28 | 4,27 | 5,44 | 39,76 | 7,53 | 47,29 | 85,9 |
| Westfalen (Zeche Langebrahm) . . | 92,09 | 3,65 | 4,26 | 33,81 | 5,77 | 39,58 | 92,0 |
| Wurmrevier (Kohlscheid), Sinterkohle . . . . | 89,36 | 4,00 | 6,64 | 35,50 | 9,21 | 44,80 | 86,8 |
| England (Nixon. Navig. Coal.) . . | 92,7 | 4,26 | 3,03 | 41,85 | 4,10 | 45,95 | 89,4 |
| **5. Anthrazite.** | | | | | | | |
| Piesberg bei Osnabrück . . . . | 94,00 | 1,62 | 4,33 | 11,42 | 5,67 | 17,23 | 94,03 |
| Creuzot, Frankreich | 92,36 | 3,66 | 3,98 | 34,24 | 5,38 | 39,62 | 88,10 |
| Pennsylvanien . . | 93,82 | 2,55 | 3,87 | 22,24 | 4,51 | 26,75 | |
| Swansea . . . . | 92,77 | 2,36 | 4,87 | 19,62 | 5,82 | 25,44 | |

**Steinkohlenasche enthält nach Dr. P. Fritzsches Zusammenstellung:**

| | $SiO_2$ | $Al_2O_3$ | $Fe_2O_3$ | $CaO$ | $MgO$ | $K_2O$ | $Na_2O$ | $SO_3$ | $P_2O_5$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Westfälische Kohle I . | 27,36 | 22,55 | 46,9 | 2,68 | — | 0,3 | 0,24 | Sp. | 0,54 |
| Westfälische Kohle II . | 10,64 | 15,22 | 51,36 | 12,29 | 6,70 | — | — | 2,10 | 0,39 |
| Niederschlesische Kohlen | 31,30 | 8,31 | 54,47 | 3,44 | 1,60 | 0,07 | 0,29 | 0,52 | — |
| Inde Kohlen . . . . . | 1,7 | 2,2 | 60,79 | 19,23 | 5,03 | 0,35 | 0,08 | 10,71 | — |
| Zwickauer Kohlen . . . | 60,23 | 31,36 | 6,36 | 1,08 | 0,35 | 0,11 | — | 0,24 | — |
| Englische Kohlen (Wales, | 40,40 | 44,78 (Al₂O₃ + Fe₂O₃) | | 12,0 | Sp | — | — | 2,22 | 0,75 |
| Schottische (Wallsend-) Kohle . . . . . . | 61,66 | 24,42 (Al₂O₃ + Fe₂O₃) | | 2,62 | 1,73 | — | — | 8,38 | 1,18 |
| Amerik. Anthrazit I (Johnston) . . . . . . . | 50,00 | 38,9 | 8,0 | 2,10 | 0,90 | — | — | — | — |
| Amerik. Anthrazit II (Johnston) . . . . . | 43,68 | 39,34 | 8,22 | 5,76 | 3,00 | — | — | — | — |

## II. Analysen von Steinkohlen nach Schwackhöfer.

| Bezeichnung der Kohle | Zusammensetzung der ursprünglichen Kohle | | | | | | Verbrennl. Schwefel | Kalor. Wert | Verdampf-Wert |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | C | H | O | N | hygr. $H_2O$ | Asche | | | |
| **Österreich-Ungarn:** | | | | | | | | | |
| Kladno, Förderkohle . | 56,33 | 3,18 | 9,77 | 0,82 | 11,22 | 18,68 | 0,46 | 5076 | 8,05 |
| Pilsener Becken, Littitz, Nußkohle . . . . . | 66,16 | 4,11 | 10,53 | 0,87 | 6,45 | 11,88 | 0,85 | 6159 | 9,77 |
| Rossitz . . . . . . | 64,85 | 3,54 | 5,96 | 0,68 | 1,07 | 23,90 | 1,96 | 6105 | 9,70 |
| Mähr. Ostrau, Tiefbau, Würfelkohle . . . | 69,78 | 4,26 | 11,82 | 0,72 | 2,82 | 10,60 | 0,66 | 6458 | 10,25 |
| Poln. Ostrau, Wilczek, Förderkohle . . . . | 71,80 | 4,15 | 10,50 | 0,77 | 3,25 | 9,57 | 0,80 | 6630 | 10,53 |
| Poln. Ostrau, Wilczek, Kleinkohle . . . . | 72,47 | 4,26 | 11,67 | 0,97 | 3,06 | 7,57 | 0,84 | 6636 | 10,53 |
| Orlau, Romangrube . | 75,62 | 4,25 | 13,17 | | 2,88 | 4,08 | 0,71 | 6883 | 10,92 |
| Karwin, Würfelkohle | 77,63 | 4,53 | 10,10 | 1,05 | 3,16 | 3,53 | 0,69 | 7234 | 11,49 |
| Fünfkirchen, Förderkohle . . . . . . | 61,52 | 3,52 | 8,69 | 0,62 | 3,30 | 22,45 | 2,75 | 5709 | 9,06 |
| **Preußisch-Schlesien:** | | | | | | | | | |
| Myslowitz, Tiefbauschacht . . . . . | 66,45 | 3,75 | 12,57 | 1,35 | 10,01 | 5,87 | 0,93 | 5977 | 9,48 |
| Louisenglück, Stückkohle . . . . . . | 71,34 | 4,02 | 11,69 | 1,03 | 7,45 | 4,47 | 0,69 | 6494 | 10,31 |
| Königshütte, Nußkohle | 73,36 | 4,32 | 10,22 | 1,10 | 5,56 | 5,44 | 0,41 | 6804 | 10,80 |
| Morgenrot, Nußkohle . | 69,28 | 3,83 | 13,18 | 1,05 | 8,73 | 3,93 | 0,60 | 6225 | 9,88 |
| Waldenburg, Friedenhoffnung, Nußkohle . | 75,28 | 4,27 | 8,98 | 0,93 | 2,15 | 8,39 | 0,90 | 7021 | 11,15 |
| Waldenburg, Friedenhoffnung, Förderkohle | 71,84 | 4,19 | 10,01 | 0,77 | 2,16 | 11,03 | 0,93 | 6683 | 10,61 |
| Neurode, Rubenschacht, Förderkohle . . . . | 72,41 | 3,74 | 8,45 | 1,30 | 2,74 | 11,36 | 0,47 | 6639 | 10,54 |

**Chemische Zusammensetzung von Koks nach Krüger.**

| Koks | C | H | N, O, usw. | Asche |
|---|---|---|---|---|
| Zwickauer . . . . . . . . . | 89,28 | 0,42 | 2,1 | 8,2 |
| Saarer . . . . . . . . . . | 90,37 | 1,03 | 2,4 | 6,5 |
| Ruhrer . . . . . . . . . . | 88,97 | 0,73 | 4,0 | 7,3 |
| Stockheimer . . . . . . . . | 86,45 | 0,25 | 1,9 | 11,4 |
| Böhmische . . . . . . . . . | 86,94 | 0,36 | 2,2 | 10,6 |
| do . . . . . . . . . | 80,71 | 0,29 | 1,6 | 17,4 |
| Belgische . . . . . . . . . | 91,92 | 0,48 | 2,0 | 6,6 |

1 cbm Koks wiegt im Mittel 500 kg.

Der absolute Wärmeeffekt des Koks schwankt zwischen 6500 und 7500 Kalorien, er geht nur selten über 7600 Kalorien hinaus und darf im Mittel als bei 6700 Kalorien liegend angenommen werden.

Verwittern und Selbstentzünden der Steinkohle.

Eine Eigenschaft, welche nicht übersehen werden darf, ist das Verwittern und Selbstentzünden der Steinkohlen. Insbesondere die Gaskohlen haben nämlich die merkwürdige Eigenschaft, sich durch Ablagern in hohen Haufen, wie dies bei Kohlenvorräten der Fall ist, merklich zu verändern. Darunter leidet naturgemäß die Güte des Brennmateriales; auch treten Änderungen in dem Mengenverhältnis der Kohle auf, d. h. die Menge vermindert sich[1]). Man bezeichnet diese Eigenschaft der Steinkohle mit „Verwitterung“, da diese Veränderung augenscheinlich nur unter dem Einflusse der Atmosphäre vor sich geht.

Beim „Verwittern“ nimmt die Kohle Sauerstoff auf, verbindet sich mit demselben, d. h. verbrennt. Diese Verbrennung vollzieht sich langsam, ohne Feuererscheinung; doch ist immerhin eine Wärmeentwicklung wahrnehmbar und kann letztere so stark werden, daß sie zur Selbstentzündung

[1]) Mitunter beobachtet man nach längerem Liegen der Kohle allerdings auch eine Gewichtsvermehrung, diese ist aber immer unbedeutend und kann nur durch die Umwandlung des Schwefelkieses in Vitriol erklärt werden.

der Kohle führt. Man meinte ursprünglich, daß die Verwitterung der Steinkohle gleichbedeutend sei mit einer Vereinigung des atmosphärischen Sauerstoffes mit dem Schwefelkies der Steinkohle. Eine derartige Verbindung und die sich dadurch ergebende Umwandlung des Schwefelkieses in Eisenvitriol ist leicht möglich, ebenso wie eine Wärmeentwicklung bei dieser Vereinigung selbstverständlich ist; bedenkt man jedoch, daß der Schwefelkiesgehalt der Steinkohle selten 3% erreicht, so kann man unmöglich dieser chemischen Veränderung allein die zur Selbstentzündung nötige Wärmeentwicklung zuschreiben. Auch zeigte die frisch geförderte Steinkohle im allgemeinen stets einen niedrigeren Gehalt an Asche als abgelagerte Kohle derselben Fundstelle. Danach muß bei der Verwitterung unbedingt ein Verlust an Kohlensubstanz statthaben. Dies bestätigen auch die Versuche Grundmanns, der mit bedeutenden Kohlenmengen (3400 t) operierte. Die Kohle wurde einem Flöze entnommen und auf die Halde gestürzt. In gewissen Zeiträumen unterzog er Proben dieses Vorrates genauer Prüfung auf Elementarzusammensetzung und Brennwert. Die Menge der mineralischen Bestandteile der Asche änderte sich nicht und setzte er die Aschenmenge daher = 1,0, was angängig erscheint. Da die Aschenmenge so unveränderlich geworden ist, kann man die Menge der übrigen Bestandteile darauf beziehen und hat so ein Mittel, die Größe der Gewichtsveränderungen zu vergleichen. Es enthielt:

| Bestandteile | Kleinkohle | | | | Stückkohle | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Frische Kohle Anfang August | Ende September | Ende Dezember | Ende April | Frische Kohle Ende September | Ende Dezember | Ende April |
| Asche | 1,00 | 1,00 | 1,00 | 1,00 | 1,00 | 1,00 | 1,00 |
| Kohlenstoff | 17,52 | 12,42 | 6,60 | 6,65 | 17,85 | 17,41 | 16,22 |
| Wasserstoff | 1,05 | 0,75 | 0,41 | 0,41 | 1,10 | 1,07 | 1,02 |
| Stickstoff | 0,18 | 0,13 | 0,08 | 0,08 | 0,19 | 0,20 | 0,17 |
| Schwefel | 0,14 | 0,11 | 0,07 | 0,07 | 0,16 | 0,15 | 0,14 |
| Sauerstoff | 2,25 | 1,74 | 1,04 | 1,06 | 2,34 | 2,30 | 2,58 |
| Summa | 22,14 | 16,15 | 9,20 | 9,27 | 22,64 | 22,13 | 21,13 |

**Analysen von Gas-**

| Zechenname | Elementar-Zusammen- | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 100 Teile Rohkohle enthalten | | | | | | | |
| | C | H | O | S | N | $N_2O$ | Asche | Kohlen-substanz |
| Schlesische: | | | | | | | | |
| Deutschland. . . . | 79,67 | 4,88 | 7,47 | 0,89 | 1,27 | 2,93 | 2,89 | 94,18 |
| Florentine . . . . | 77,27 | 4,75 | 8,99 | 0,60 | 1,27 | 4,14 | 2,98 | 92,88 |
| Guido . . . . . . | 80,37 | 4,86 | 7,12 | 0,94 | 1,32 | 2,75 | 2,64 | 94,61 |
| Königin Luise . . . | 79,79 | 4,92 | 7,01 | 0,80 | 1,37 | 2,19 | 3,92 | 93,89 |
| Orzesche . . . . . | 74,04 | 5,20 | 8,85 | 1,15 | 1,33 | 3,55 | 5,88 | 90,57 |
| Glückhilf . . . . | 79,72 | 4,77 | 4,00 | 1,19 | 1,07 | 2,05 | 6,74 | 91,21 |
| Westfälische: | | | | | | | | |
| Bismarck . . . . | 68,15 | 4,46 | 6,54 | 1,56 | 1,26 | 5,10 | 12,93 | 81,97 |
| Bonifacius . . . . | 73,28 | 4,63 | 4,93 | 1,50 | 1,46 | 2,74 | 11,46 | 85,80 |
| Konsolitation . . . | 78,94 | 5,21 | 5,19 | 0,88 | 1,52 | 1,64 | 6,62 | 91,74 |
| Dahlbusch . . . . . | 81,04 | 5,20 | 5,04 | 0,82 | 1,57 | 2,12 | 4,21 | 93,67 |
| Friedrich der Große | 79,66 | 5,13 | 5,90 | 1,32 | 1,65 | 1,98 | 4,36 | 93,66 |
| Hansa . . . . . . | 79,16 | 5,16 | 5,67 | 1,85 | 1,53 | 1,95 | 4,68 | 93,37 |
| Hibernia . . . . . | 82,97 | 5,08 | 5,29 | 0,81 | 1,53 | 2,10 | 2,22 | 95,68 |
| König . . . . . . | 78,93 | 5,11 | 5,74 | 0,94 | 1,42 | 2,00 | 5,86 | 92,14 |
| Pluto . . . . . . | 71,93 | 4,51 | 5,30 | 1,56 | 1,32 | 2,42 | 12,96 | 84,62 |
| Rhein-Elbe . . . . | 79,82 | 4,96 | 4,79 | 0,82 | 1,25 | 3,00 | 5,36 | 91,64 |
| Unser Fritz . . . | 74,80 | 4,75 | 6,1 | 0,85 | 1,39 | 2,46 | 9,65 | 87,89 |

**kohlen (Dr. P. Fritzsche).**

| setzung | | | Verkokung | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 100 Teile Kohlensubstanz enthalten | | | 100 Teile Rohkohle geben | | | 100 Teile Kohlensubstanz geben | | 100 Teile flüchtige Bestandteile enthalten | | | 100 Teile Koks enthalten Asche |
| C | H | O S N | Koks | Nicht flüchtiger C | Flüchtige Bestandteile | Koks | Flüchtige Bestandteile | C | H | O S N | |
| 84,59 | 5,18 | 10,23 | 63,8 | 60,91 | 33,27 | 64,67 | 35,33 | 56,39 | 14,67 | 28,94 | 4,53 |
| 83,20 | 5,11 | 11,69 | 62,5 | 59,52 | 33,36 | 64,08 | 35,92 | 53,21 | 14,24 | 32,55 | 4,77 |
| 84,95 | 5,14 | 9,91 | 65,3 | 62,66 | 31,95 | 66,23 | 33,77 | 55,43 | 15,21 | 29,37 | 4,04 |
| 84,98 | 5,24 | 9,37 | 66,0 | 62,08 | 31,81 | 66,12 | 33,88 | 55,67 | 15,47 | 28,86 | 5,94 |
| 81,75 | 5,74 | 12,51 | 59,7 | 53,82 | 36,75 | 59,42 | 40,58 | 55,02 | 14,15 | 30,83 | 9,85 |
| 87,40 | 5,23 | 7,37 | 68,8 | 62,06 | 29,15 | 68,04 | 31,96 | 60,58 | 16,37 | 23,37 | 9,90 |
| 83,14 | 5,44 | 11,42 | 65,4 | 52,47 | 29,5 | 64,01 | 35,99 | 53,16 | 15,12 | 31,72 | 19,77 |
| 85,41 | 5,40 | 9,19 | 70,2 | 58,74 | 27,06 | 68,46 | 31,54 | 53,73 | 17,11 | 29,16 | 16,32 |
| 86,05 | 5,68 | 8,27 | 69,0 | 62,38 | 29,36 | 68,00 | 32,00 | 56,40 | 17,75 | 25,85 | 9,59 |
| 86,52 | 5,55 | 7,93 | 67,6 | 63,39 | 30,28 | 67,67 | 32,33 | 58,29 | 17,17 | 24,54 | 6,23 |
| 85,05 | 5,48 | 9,47 | 65,0 | 60,64 | 33,02 | 64,75 | 35,25 | 57,60 | 15,54 | 26,86 | 6,71 |
| 84,78 | 5,53 | 9,69 | 66,0 | 61,32 | 32,05 | 65,67 | 34,33 | 55,66 | 16,10 | 28,24 | 7,09 |
| 85,72 | 5,31 | 7,97 | 67,2 | 64,98 | 30,70 | 67,91 | 32,09 | 58,60 | 16,55 | 24,85 | 3,30 |
| 85,66 | 5,55 | 8,79 | 66,7 | 60,84 | 31,30 | 66,03 | 33,97 | 57,80 | 17,32 | 25,88 | 8,97 |
| 85,00 | 5,33 | 9,67 | 72,1 | 59,14 | 25,48 | 69,89 | 30,11 | 50,20 | 17,70 | 32,10 | 17,98 |
| 87,10 | 5,41 | 7,49 | 69,9 | 64,54 | 27,10 | 70,43 | 29,57 | 56,39 | 18,30 | 25,31 | 7,67 |
| 85,11 | 5,40 | 9,49 | 68,4 | 58,75 | 29,14 | 66,85 | 33,15 | 55,08 | 16,30 | 28,62 | 14,11 |

Nach der Tabelle auf S. 19 bleibt das Verhältnis des Kohlenstoffes zu den anderen Bestandteilen ziemlich gleich. Die chemische Zusammensetzung wäre nach obigen Zahlen auf Prozente umgerechnet:

| | Kleinkohle | | Stückkohle | |
|---|---|---|---|---|
| | frische Kohle August | dieselbe Kohle April | frische Kohle September | dieselbe Kohle April |
| C | 82,89 | 80,42 | 82,49 | 80,58 |
| H | 4,97 | 4,95 | 5,07 | 5,06 |
| O,N,S | 12,14 | 14,63 | 12,44 | 14,36 |
| | 100,00 | 100,00 | 100,00 | 100,00 |

Wie das Beispiel der Kleinkohle zeigt, ist innerhalb neun Monaten die Gewichtsmenge der Kohlensubstanz von 22,14 auf 9,27 kg, d. i. um 12,87 kg oder 58% zurückgegangen.

Barrentrapp untersuchte die Verwitterungsvorgänge experimentell, um die Temperaturverhältnisse dabei festzustellen, sowie die Zusammensetzung der entweichenden Gase kennen zu lernen. Er erhitzte Kohlen verschiedener Herkunft in Pulverform und abgewogenen Mengen auf 150 bis 160° C, d. h. auf Temperaturen, welche im Innern von Kohlenhalden konstatiert worden waren. Über die erhitzte Steinkohle ließ er einen Luftstrom ziehen und leitete die Oxydationsprodukte durch Barytwasser, um durch dessen Gewichtszunahme die Menge des an der Verwitterung beteiligten Kohlenstoffes zu ermitteln. Neben $CO_2$ trat bei allen Temperaturen, die über 140° hinausgingen, Essigsäure auf. Bei 100 Tagen Dauer des Versuches war ein Drittel des gesamten C als $CO_2$ entwichen. Kohlenwasserstoffe waren nicht zu beobachten; es wirkte somit nur Sauerstoff auf die Kohle ein.

Richter hat nachgewiesen, daß Kohle Sauerstoff verdichten kann, und denselben erst bei fortgesetzter Erwärmung abgibt, wobei eine Oxydation statthat. Hierfür spricht auch die Beobachtung Barrentrapps, daß sich die Temperatur

der Steinkohle beim Erhitzen im Paraffinbad um 10 bis 20° C über die Temperatur des letzteren hinaussteigert.

Kohlenstoff und Wasserstoff vermindern sich durch die Einwirkung von Sauerstoff bei höherer Temperatur. Der Gehalt an Sauerstoff nimmt zu. Rechnet man auf aschenfreie Substanz, so ändert sich das Verhältnis der einzelnen Bestandteile wenig.

Nicht unkonstatiert bleibe zum Schluß die Tatsache, daß die Gefahr einer Selbstentzündung mit Fortschreiten der Zersetzung der Kohle nähergerückt wird.

## 2. Flüssige Brennstoffe.

### a) Petroleum.

In der Tabelle auf Seite 24, welche Dr. Lews „Die Feuerung mit flüssigen Brennmaterialien" entnommen ist, sind alle Angaben zu finden, welche für die späteren Berechnungen nötig sind. Die Zusammensetzung des Petroleums ist eine sehr komplizierte; ebenso macht es Schwierigkeit, die genaue Zusammensetzung des Gasgemisches beim Vergasen des Petroleums oder der Naphtha festzustellen, — Tatsachen, welche bei der Berechnung von Ofendimensionen in hohem Maße zur Geltung kommen.

Als Feuerungsmaterial wird Petroleum hauptsächlich in Amerika und Rußland verwendet, und liefern die Rückstände der Brennöldestillation der Raffinerien Bakus nicht nur den Heizstoff für die Dampfer des Kaspischen und Schwarzen Meeres sowie für die Lokomotiven der transkaukasischen und transkaspischen Bahnen, sondern auch für die Eisenwerke Moskaus und an der Wolga. Während in der Dampfkesselfeuerung das Öl mittels Dampf zerstäubt wird, läßt man in der Ofenfeuerung die Naphtha meist in einen heißen Regenerator tropfen, um sie zu vergasen; auch hat man seit einiger Zeit sogar Stubenöfen mit direkter Naphthafeuerung, bei welchen allerdings an Stelle der Forsunka die Pfannentreppe zur Verteilung der Naphtha benutzt wird.

## Dr. Lews Erdöltabelle.

| Art des Erdöles | Spez. Gewicht bei 0° C. | Chemische Zusammensetzung | | | Ausdehnungs-Koeffizient | Menge verdampft. $H_2O$ auf die Einheit verbrauchten Erdöles bezogen | Heizeffekt in Wärmeeinheiten |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | C | H | O | | | |
| Schwere Naphtha aus West-Virginien . | 0,873 | 83,5 | 13,3 | 3,2 | 0,00072 | 14,58 | 10 180 |
| Leichte Naphtha aus West-Virginien . | 0,8412 | 84,3 | 14,1 | 1,6 | 0,000839 | 14,55 | 10 223 |
| Leichte Naphtha aus Pennsylvanien . | 0,816 | 82,0 | 14,8 | 3,2 | 0,00084 | 14,05 | 9 963 |
| Schwere Naphtha aus Pennsylvanien . | 0,886 | 84,9 | 13,7 | 1,4 | 0,000721 | 15,30 | 10 672 |
| Amerikan. Petroleum | 0,820 | 83,4 | 14,7 | 1,9 | 0,000868 | 14,14 | 9 771 |
| Naphtha aus Parne | 0,786 | 84,0 | 13,4 | 1,8 | 0,00706 | 13,96 | 10 121 |
| „ „ Pechelbron . | 0,912 | 86,9 | 11,8 | 1,3 | 0,00767 | 14,30 | 9 708 |
| „ „ „ | 0,892 | 85,7 | 12,0 | 2,3 | 0,000793 | 14,48 | 10 020 |
| „ „ Schwabweiler . | 0,861 | 86,2 | 13,3 | 0,5 | 0,000858 | 15,36 | 10 458 |
| „ „ „ . | 0,829 | 79,5 | 13,6 | 6,9 | 0,000843 | — | — |
| „ „ Hannover . | 0,892 | 80,4 | 12,7 | 6,9 | 0,000772 | — | — |
| „ „ „ . | 0,955 | 86,2 | 11,4 | 2,4 | 0,000641 | — | — |
| „ „ Ost-Galizien | 0,870 | 82,2 | 12,1 | 5,7 | 0,000813 | 14,23 | 10 085 |
| „ „ West- „ | 0,885 | 85,3 | 12,6 | 2,1 | 0,000775 | 14,79 | 10 231 |
| Schieferöl aus Vanas (Ardèche) . . . | 0,911 | 80,3 | 11,5 | N + O 8,2 | 0,000896 | 12,24 | 9 046 |
| Naphtha a. Belachany | 0,882 | 87,4 | 12,5 | 0,1 | 0,000817 | — | 11 700 |
| Leichte Naphtha aus Baku . . . . . | 0,884 | 86,3 | 13,6 | 0,1 | 0,000724 | 16,40 | 11 460 |
| Schwere Naphtha aus Baku . . . . . | 0,938 | 86,6 | 12,3 | 1,1 | 0,000681 | 15,55 | 10 800 |
| Naphtha-Residuen a. d. Bakuer Fabriken | 0,928 | 87,1 | 11,7 | 1,2 | 0,00091 | — | 10 700 |
| Naphtha aus Jawo . | 0,923 | 87,1 | 12,0 | 0,9 | 0,000769 | 15,02 | 10 831 |
| Schweres Erdöl aus Ogaio . . . . . | 0,985 | 87,1 | 10,4 | 2,5 | 0,000685 | 14,75 | 10 081 |
| Steinkohlenteer a. d. Pariser Gasanstalt | 1,044 | 82,0 | 7,6 | O + S + N 10,4 | 0,000743 | 12,77 | 8 916 |

Den absoluten Wärmeeffekt der Naphtha resp. des Petroleums kann man nach vorstehender Tabelle im Mittel zu 9500 bis 10000 Kalorien ansetzen.

### b) Teer.

Teer ist ein höchst kompliziertes Gemenge von Verbindungen. Lunge weist deren 150 nach. Diese Verbindungen werden in Kohlenwasserstoffe, Säuren und Ester, endlich in Basen eingeteilt.

Die Elementarzusammensetzung des Teers ist nach E. Mills für Londoner: C = 77,53 %, H = 6,33 %, N = 1,03 %, S = 0,61 %, O = 14,50 %, und für Schottischen: C = 85,33 %, H = 7,33 %, N = 0,85 %, S = 0,43 % und O = 6,06 %.

Steinkohlenteer enthält nach R. Wagner im Mittel: Benzol 1,5 %, Naphtha 35 %, Naphthalin 22 %, Anthrazen 1 %, Phenylsäure 9 %, Pech 31,5 %, zusammen 100 %.

Teer aus Koksofenbetrieben enthält meist: 0,9 bis 1,06 % Benzin, 4,26 bis 5,27 % Naphthalin, 0,57 bis 0,64 % Anthrazen, 50 % Pech und 40 % andere Rückstände.

Der absolute Wärmeeffekt des Teers stellt sich im Mittel auf rund 8500 Kalorien; er schwankt stark.

### c) Alkohol ($C_2H_6O$).

Mit Rücksicht auf die geringe Anwendung, welche der Alkohol als Brennmaterial im allgemeinen findet, genügt anzuführen, daß Spiritus, unter dieser Bezeichnung findet er ja Verwendung, im Mittel einen absoluten Wärmeeffekt von 7200 Kalorien besitzt.

Die Spiritusflamme erzeugt eine sehr intensive Hitze und keinen Ruß; sie ist zu Beleuchtungszwecken in Verbindung mit dem Glühstrumpf sehr zu empfehlen.

## 3. Gasförmige Brennstoffe.

Zu diesen Brennstoffen zählen Naturgas, Leuchtgas aus Stein- und Braunkohlen, Luftgas (Generatorgas), Wassergas, Mischgas, Hochofengichtgas und Koksofenabgas.

Die bei der Umwandlung der Kohle in Heizgas einzuschlagenden Wege sind aufzufassen als Leuchtgasbereitung, Wassergasbereitung und Generatorgasbereitung.

Die Wassergasbildung ist endothermisch, sie erfordert Zufuhr von Wärme gemäß der thermochemischen Umsetzungsgleichung $H_2O$*(flüssig) + C = $H_2$ + CO. . . . — 38770 Kal.; es erscheint deshalb nur eine Bereitung in großem Maßstabe vorteilhaft. Die Generatorgasbildung ist exothermisch, sie macht Wärme frei:

$$C + \underbrace{O + 53{,}6 \text{ Gewichtst. } N}_{\text{Luft}} =$$
$$= \underbrace{CO + 53{,}6 \text{ Gewichtst. } N}_{\text{Generatorgas}} \quad + 29690 \text{ Kal.}$$

Durch die Bildungswärme von 29690 Kal. würde das Generatorgas eine Temperaturerhöhung von 2169° C erfahren. Tritt das heiße Generatorgas unmittelbar nach der Entstehung in den Verbrennungsraum, so wird seine Bildungswärme von 29690 Kal. mit ausgenützt. Wird es aber für spätere Verwendung aufgespeichert (oder fortgeleitet und dabei abgekühlt), so geht durch Abkühlung auf beispielsweise gewöhnliche Temperatur von 15° C die Bildungswärme verloren, und es verbleibt nur die Verbrennungswärme von 1 Molekul Kohlenoxyd mit 67960 Kal. Der Verlust beträgt also in diesem Falle von den 97650 Kal. Verbrennungswärme des zur Erzeugung des Generatorgases verbrauchten Kohlenstoffes: 30,4 %.

Die in Form von höherer Temperatur des Generatorgases auftretende Wärme läßt sich nun auf zweierlei Art in chemische Energie umsetzen: entweder man leitet Wasser durch unter Bildung von H und CO oder statt Wasser $CO_2$ unter Bildung von CO. Ersteres Gas nennt man Wassergeneratorgas, letzteres Kohlendioxydgeneratorgas.

Den Wert der einzelnen Gasarten zeigt die Zusammenstellung auf Seite 27; deren Rubrik A enthält die Verbrennungswärme von 1 *l*, bezogen auf gasförmiges Wasser von 15° C als Verbrennungsprodukt, B die Flammentemperaturerhöhung

und C die Wärmeabgabe der von 1 *l* Heizgas gelieferten Verbrennungsgase für 1° Temperaturerniedrigung.

| | A. | B. | C. |
|---|---|---|---|
| Generatorgas . . . . . . . . | 1044 Kal. | 1904° | 0,5487 Kal. |
| Kohlendioxydgeneratorgas . . . | 1739 „ | 2449° | 0,7107 „ |
| Wassergeneratorgas aus flüssigem Wasser von 15° . . . . . | 1652 „ | 2356° | 0,7016 „ |
| Wassergeneratorgas aus gasförmigem Wasser von 15° . | 1790 „ | 2431° | 0,7360 „ |
| Wassergas . . . . . . . . . | 2812 „ | 2830° | 0,9934 „ |

Das Dowsongas ist technisches Wassergeneratorgas. Es enthält: H = 17 Volumprozent, CO = 23 Volumprozent, $CH_4$ = 2%, $CO_2$ = 6% und N = 52%.

Bei dem neuen Siemensofen [1]) wird ebenfalls Wasserdampf in den Generator eingeblasen, außerdem wird aber noch die Hälfte der bei der Verwendung des Heizgases entstehenden Verbrennungsgase von hoher Temperatur wieder in den Generator geleitet. Die Einfuhr verhältnismäßig großer Stickstoffmengen mit den Verbrennungsgasen in den Generator und damit in das entstehende Heizgas beschränkt besagte Ausnützung der Wärme der Verbrennungsgase.

In der Tabelle auf Seite 28 und 29, welche dem wiederholt genannten Werke Dr. P. Fritzsches entnommen und ergänzt wurde, sind die Zusammensetzungen und der Wärmeeffekt der verschiedenen Gasarten enthalten; ihr kann alles Nötige entnommen werden.

### 4. Die elektrische Energie.

Wenn hier die elektrische Energie unter den Brennmaterialien genannt wird, obgleich sie, wenn man die übliche Definition für den Begriff Brennstoff im technischen Sinne aufrecht erhält, nicht hierher gehört, so geschieht dies nur deshalb, weil heute bereits verschiedene Prozesse, wozu eine Wärmeentwicklung nötig ist und wofür ursprünglich ein

---

[1]) Siehe Abschnitt: Neuer Siemensofen.

**Analysen ver-**

| Gasart | $CO_2$ | CO | H | $CH_4$ |
|---|---|---|---|---|
| | | | | in |
| Amerikanisches Naturgas | 0,8 | 1,0 | 20,02 | 72,18 |
| „ „ | 0,4 | 0,4 | 35,92 | 49,58 |
| „ „ | — | 1,0 | 9,64 | 57,85 |
| In Steinkohle eingeschlossenes Gas (Thomas): Wigan cannel (421 cc aus 100 g bei 100°) | 6,44 | — | — | 80,69 |
| In Steinkohle eingeschlossenes Gas (Thomas): Les mahagow (55,7 cc aus 100 g bei 100°) | 84,55 | — | — | — |
| Bläser von Zeche Konsolitation (Westfalen) | 0,67 | — | 5,84 | 89,88 |
| „ „ Obernkirchen (Schaumburg) | 2,56 | — | — | 60,46 |
| Leuchtgas von Heidelberg, nach Bunsen | — | 8,88 | 46,12 | 34,02 |
| „ „ Bonn, nach Landolt | 3,02 | 4,66 | 39,80 | 43,12 |
| „ „ Chemnitz, nach Wunder | 1,08 | 4,45 | 51,29 | 36,45 |
| „ „ „ „ „ | 1,22 | 5,02 | 50,08 | 35,92 |
| „ „ London | 0,70 | 7,50 | 46,00 | 39,50 |
| Kannelgas von London | 0,10 | 6,80 | 27,70 | 50,08 |
| Leuchtgas Kölner, nach Knublauch | 0,87 | 5,40 | 55,00 | 36,00 |
| „ (Rohgas) | 3,67 | 6,64 | 45,58 | 34,9 |
| „ (gereinigt) | 3,01 | 8,88 | 46,20 | 34,0 |
| „ „ | 1,4 | 4 | 52,57 | 35,28 |
| Siemens-Generatorgas | 3,9 | 27,3 | — | 1,4 |
| „ „ | 1,5 | 23,6 | 6,0 | 3,0 |
| Hochofengichtgas | 9,42 | 20,24 | 6,49 | 8,23 |
| „ | — | 37,43 | 3,18 | — |
| Wassergas (Koks) | 2,05 | 35,88 | 52,76 | 4,11 |
| „ „ | 12,0 | 31,80 | 54,52 | 1,62 |
| „ „ | 3,3 | 44 | 48,6 | 0,4 |
| Mischgas (3+1) | 4 | 32 | 13,9 | 0,3 |
| Dowsongas (aus Anthrazit) | 6 | 23,0 | 17,0 | 2,0 |
| „ „ „ | 7,2 | 26,8 | 18,4 | 0,6 |
| Gas aus der Bessemerbirne (2 Min. nach Beginn) | 10,71 | — | — | — |
| „ „ „ „ (14 „ „ „ | 1,34 | 31,11 | 2,0 | — |
| „ „ „ „ nach Zugabe v. Spiegeleisen | — | 82,6 | 2,8 | — |
| Koksofengas | 1,4 | 6,4 | 52,69 | 35,67 |
| „ | 3,4 | 8,2 | 48,3 | 33,8 |
| Braunkohlenschweelgas (sächsisches) | 10-20 | 5-15 | 10-30 | 10-25 |
| Brandschiefergas (schottisches) | 15,4 | 10,72 | 34,53 | 4,02 |

**schiedener Gase.**

| $C_2H_4$ | $C_3H_6$ | $C_2H_6$ | $C_6H_6$ | O | N | $H_2O$ | $C_3H_8$ | | Absol. Wärme-effekt in Kalorien |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Prozenten | | | | | | | | | |
| 0,7 | — | 3,6 | — | 1,1 | — | — | — | | 7428 |
| 0,6 | — | 12,3 | — | 0,8 | — | — | — | | 7025 |
| 0,8 | — | 5,2 | — | 2,1 | 23,41 | — | — | | 6223 |
| — | — | 4,75 | — | — | 8,12 | — | — | | — |
| — | — | — | — | — | 14,54 | — | 0,91 | | — |
| — | — | — | — | 13,11 | | — | — | | — |
| 37,62 | — | — | — | — | — | — | — | | 7855 |
| 2,55 | 1,21 | — | 1,33 | — | 2,15 | — | — | | 11427 |
| 4,75 | | — | — | — | 4,65 | — | — | | — |
| 4,91 | | — | — | 0,41 | 1,41 | — | — | | — |
| 5,33 | | — | — | 0,54 | 1,89 | — | — | | — |
| 3,80 | | — | — | — | 0,50 | 2,00 | — | | — |
| 13,00 | | — | — | — | 0,40 | 2,00 | — | | — |
| 1,19 | | — | 1,54 | — | — | — | — | | — |
| — | — | — | — | 0,56 | 2,46 | — | — | $H_2S$ 0,29 | 4366 |
| 2,55 | 1,21 | — | — | — | 2,15 | — | — | | 5139 |
| 2,01 | — | 0,73 | — | — | 3,18 | — | — | | 5021 |
| — | — | — | — | — | 67,4 | — | — | | 870 |
| — | — | — | — | — | 65,9 | — | — | | 1050 |
| 0,85 | — | — | — | — | 54,77 | — | — | CNH | 1620 |
| — | — | — | — | — | 58,05 | — | — | 1,34 | 1205 |
| — | — | — | — | 0,77 | 4,43 | — | — | | 2780 |
| — | — | — | — | — | — | — | — | | 2596 |
| — | — | — | — | — | 3,7 | — | — | | 2630 |
| — | — | — | — | — | 49,8 | — | — | | 1360 |
| — | — | — | — | — | 52 | — | — | | 1322 |
| — | — | — | — | — | 47 | — | — | | 1345 |
| — | — | — | — | 0,92 | 88,37 | — | — | | — |
| — | — | — | — | — | 65,55 | — | — | | — |
| — | — | — | — | — | 14,3 | — | — | | — |
| 1,61 | — | — | 0,6 | — | — | — | — | | 5039 |
| 1,4 | — | 0,5 | — | 0,2 | 4,2 | — | — | | 4754 |
| 1,2 | — | — | — | 0,1-3 | 10-30 | — | — | | — |
| — | — | — | — | — | 35,33 | — | — | | 1553 |

anderer Brennstoff verwendet wurde oder welche bei den mit anderen Brennstoffen erreichbaren Temperaturen nicht durchführbar waren, mittels der durch elektrische Energie erzeugten Wärme durchgeführt werden, was, wie man weiß, zu oft ganz unerwarteten Resultaten geführt hat. — Die durch elektrische Energie erzeugte Wärme wird ganz entschieden speziell bei metallurgischen Prozessen noch vielseitige Anwendung finden.

Man zieht sie derzeit zur Wärmeentwicklung in zwei Anwendungsarten heran: 1. als Widerstandsheizung und 2. als Lichtbogenheizung.

---

In Ergänzung des Vorstehenden wäre es unbedingt nötig, noch mehrere Eigenschaften der Brennstoffe besonders hervorzuheben, und zwar: Die Entzündbarkeit, Brennbarkeit und Flammbarkeit; darauf soll jedoch erst später eingegangen werden.

## B. Verbrennung.

Die Vereinigung eines Brennstoffes unter Licht- und Wärmeentwicklung mit dem atmosphärischen Sauerstoff nennt man Verbrennung.

Die bei der Verbrennung eines Körpers entwickelte Wärmemenge in Wärmeeinheiten (Kalorien) nennt man den absoluten Wärmeeffekt. Bei Brennstoffen pflegt man hiefür absoluter Brennwert[1]), Heizwert oder kalorischer Wert zu sagen. Der nach der Dulongschen Formel[2]) be-

---

[1]) Zur raschen Bestimmung des Brennwertes von Kohlen änderte Schwackhöfer die sogenannte Dulongsche Formel wie folgt:

$$p = \frac{8100\,C + 29000\left(H - \frac{O}{8}\right) + 2500\ S - 600\ W.}{100}$$

[2])

$$p = \frac{8080\,C + 34462\left(H - \frac{1}{8}O\right)}{100}$$

Die Verbrennungswärme des Schwefels, sowie auch die Wärmemenge, welche zur Verdampfung des in der Kohle vorhandenen

rechnete Heizwert wird als „theoretischer Heizwert“ des Brennmateriales bezeichnet. Die dadurch präzisierte Wärmemenge kann als verwertbar gelten, wenn sie auch in den Feuerungsanlagen selbst nicht vollständig zur Geltung kommt. Sie wird daher auch mit vorerwähntem absoluten Wärmeeffekt als identisch angenommen. Der nach der Dulongschen Formel berechnete Wärmeeffekt wird mit den Resultaten der direkten Bestimmungen selten ganz zusammenfallen; doch stehen die beiden Zahlen meist ziemlich nahe, so daß man in den verschiedenen Werken die Heizwerte teils nach der Elementarzusammensetzung berechnet, teils durch Verbrennung im Kalorimeter bestimmt angegeben findet. Weniger genaue, soweit es sich um die Leistungsfähigkeit des Brennstoffes handelt, aber für die Praxis unter Umständen wertvollere Resultate ergeben die Verdampfungsproben im großen.

Die Gesamtwärme G, die nötig ist, um die Gewichts-

---

hygroskopischen Wassers nötig ist, wurde dabei nicht berücksichtigt.

Die Zahl 34462 stellt den Wärmeeffekt des Wasserstoffes, wenn der entstandene Wasserdampf zu flüssigem Wasser kondensiert, vor. Dies wird wohl im Kalorimeter, nie aber in der Praxis zutreffen und muß deshalb von obiger Zahl die Verdampfungswärme des entstandenen Wassers abgezogen werden.

Schwackhöfer berechnet nun die in der von ihm richtig gestellten Dulongschen Formel gebrauchte Zahl 29000 folgendermaßen: 1 kg Wasserstoff gibt 9 kg Wasser. Die Verdampfungswärme des Wassers bei 10° ist 600 Kal., demnach sind von der Verbrennungswärme des Wasserstoffes $9 \times 600 = 5400$ Kal. in Abzug zu bringen. Da die von Favre und Silbermann angegebene Zahl 34462 von anderen Forschern nachgeprüft wurde und beispielsweise Thomsen nur 34180 fand, stellt sich die Wärmeproduktion bei der Verbrennung des Wasserstoffes zu flüssigem Wasser unter Anwendung der verschiedenen Zahlen auf 28722 bis 29629 Kal. Schwackhöfer wählte deshalb die abgerundete Zahl 29000 Kal.

Für den Schwefel ist die Verbrennungswärme mit 2500 statt mit 2221 oder 2241 angenommen, weil bei der Verbrennung des Schwefels neben $SO_2$ noch immer etwas $SO_3$ entsteht.

Die Verdampfungswärme des hygroskopischen Wassers ist in der Formel abgerundet und mit 600 Kalorien eingestellt.

einheit Wasser von $0^0$ in Dampf von $t^0$ zu verwandeln, ist gleich:

$$G = 606{,}5 + 0{,}305\ t.$$

In dieser Formel bedeutet die Zahl 606,5 die Verdampfungswärme V für 1 kg Wasser bei $0^0$ C.

Die Verdampfungswärme nimmt mit der höheren ursprünglichen Temperatur des Wassers ab. Zieht man von der für G erhaltenen Zahl die Wärmemenge ab, welche nötig ist, um Wasser von $0^0$ auf $t^0$ zu erhitzen, so erhält man die Verdampfungswärme des Wassers von $t^0$. Zur Temperaturerhöhung von 1 kg Wasser um $1^0$ ist eine Kalorie nötig und dementsprechend benötigt man, um 1 kg Wasser von $0^0$ auf $10^0$ zu erwärmen, 10 Kalorien, von $0^0$ auf $100^0$ 100 Kalorien und so fort.

G berechnet sich nach der angegebenen Formel:

| für | G | | Zur Temperaturerhöhung des Wassers sind nötig | | V[1] | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| $0^0$ | 606,5 | Kalorien | 0 | Kalorien | 606,5 | Kalorien |
| $10^0$ | 610,0 | „ | 10 | „ | 600,0 | „ |
| $100^0$ | 637,0 | „ | 100 | „ | 537,0 | „ |

Eine für die späteren Berechnungen wertvolle Tabelle über Wärmeeffekt usw. ist die von Prof. v. Ehrenwert aufgestellte.

---

[1]) Latente = gebundene Wärme nennt man die zur Änderung des Aggregatzustandes aufgewandte, für die Umgebung nicht fühlbare Wärmemenge, und unterscheidet man zwischen latenter Flüssigkeitswärme und latenter Vergasungswärme. Die latente Flüssigkeitswärme des Wassers ist = 79,4, die latente Vergasungswärme (Verdampfungswärme) des Dampfes ist = 537,2. Tyndall sagt von der latenten, gebundenen Wärme, daß diejenigen, welche die Benennung latente Wärme einführten, wohl wußten, daß während der ganzen Zeit des Schmelzens und während der ganzen Zeit des Siedens Wärme zugeführt wird; da diese Wärme aber nicht durch das Thermometer angezeigt wurde, bezeichnete man sie als gebunden. Man nahm an, das Wärmefluidum verberge sich in den molekularen Zwischenräumen von Wasser und Dampf. Cavendish verwirft den Ausdruck „latente Wärme“ und betrachtet die Verdichtungswärme als erzeugte Wärme (Maxwell, Wärmetheorie).

| Brennstoff | Absoluter Wärme-effekt | Notwendige Gewichtsmenge | | Verbrennungs-produkte | | Luft-stickstoff-gas |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | Sauer-stoff | Luft | Zu-sammen-setzung | Gewicht | |
| C . . . . . | 2 473 | 1,333 | 5,777 | CO | 2,333 | 4,444 |
| C . . . . . | 8 080 | 2,667 | 11,555 | $CO_2$ | 3,667 | 8,888 |
| CO. . . . . | 2 403 | 0,571 | 2,472 | $CO_2$ | 1,571 | 1,901 |
| H . . . . . | 34 462 | 8,000 | 34,664 | $H_2O$ | 9,000 | 26,664 |
| $CH_4$ . . . . | 13 063 | 4,000 | 17,332 | $CO_2$ / $H_2O$ | 2,750 / 2,250 | 13,332 |
| $C_2H_4$ . . . . | 11 857 | 3,429 | 14,848 | $CO_2$ / $H_2O$ | 3,143 / 1,286 | 11,419 |
| Fe . . . . . | 1 352 | 0,286 | 1,238 | FeO | 1,286 | 0,952 |
| Fe . . . . . | 1 796 | 0,429 | 1,857 | $Fe_2O_3$ | 1,429 | 1,428 |
| Si . . . . . | 7 830 | 1,143 | 5,064 | $SiO_2$ | 2,143 | 3,921 |
| P . . . . . | 5 760 | 1,290 | 5,586 | $P_2O_5$ | 2,290 | 4,296 |
| Mn. . . . . | 2 000 | 0,291 | 1,221 | MnO | 1,291 | 0,969 |
| Mn. . . . . | 2 410 | 0,582 | 2,522 | $MnO_2$ | 1,582 | 1,958 |

Wedding macht in seinem Handbuch der Eisenhüttenkunde nachstehende Angaben über die Verbrennungswärme verschiedener Brennstoffe:

| Verbrennung | 1 kg des verbrennenden Körpers erzeugt | 1 kg Sauerstoff erzeugt |
|---|---|---|
| C zu $CO_2$ . . . . . . . . | 8 080 Kal. | 3030 Kal. |
| C „ CO . . . . . . . . | 2 473 „ | 1855 „ |
| CO zu $CO_2$[1] . . . . . . | 2 403 „ | 4205 „ |
| H „ flüssigem Wasser . . | 34 462 „ | 4308 „ |
| H „ Wasserdampf . . . | 29 161 „ [2] | 3645 „ |
| $C_2H_4$ zu $CO_2 + H_2O$ . . . | 11 858 „ | 3458 „ |
| $CH_4$ „ $CO_2 + H_2O$ . . . | 13 063 „ | 3266 „ |
| Fe „ $Fe_2O_3$ . . . . . . | 1 876 „ | 4377 „ |
| Fe „ $Fe_3O_4$ . . . . . . | 1 648 „ | 4326 „ |
| Fe „ FeO . . . . . . | 1 332 „ | 4662 „ |
| Mn „ $MnO_2$ . . . . . . | 2 209 „ | 3796 „ |
| Mn „ $Mn_3O_4$ . . . . . . | 1 947 „ | 5021 „ |
| Mn „ MnO . . . . . . | 1 817 „ | 6247 „ |
| Si „ $SiO_2$ . . . . . . | 7 829 „ | 6850 „ |
| P „ $P_2O_5$ . . . . . . | 5 966 „ | 4624 „ |
| Pb „ PbO . . . . . . | 266 „ | 3441 „ |
| Zn „ ZnO . . . . . . | 1 291 „ | 5245 „ |
| S „ $SO_2$ . . . . . . . | 2 250 „ | 2250 „ |
| Al „ $Al_2O_3$ . . . . . . | 7 241 „ | 8162 „ |

[1]) 1 kg C in CO zu $CO_2$ verbrennend gibt 5607 Kalorien.

[2]) Nach Regnault 28780 Kalorien.

Nach Wedding liefert weiter ein Atom oder ein Molekul Kalorien in der Verbindung:

| | Auf das Grund-element Kal. | Auf Sauerstoff Kal. |
|---|---|---|
| $CO_2$ aus 1 Mol. C und 2 Mol. O . . . . . . | 96 960 | 48 480 |
| CO „ 1 „ „ „ 1 „ „ . . . . . . | 29 676 | 29 676 |
| $CO_2$ „ 1 „ CO „ 1 „ „ . . . . . . | 67 284 | 67 284 |
| $H_2O$ (flüssig) aus 2 At. H und 1 Mol. O . . . | 34 462 | 68 924 |
| „ (Dampf) „ 2 „ „ „ 1 „ „ . . . | 29 161 | 58 322 |
| $F_2O_3$ „ 2 Mol. Fe und 3 Mol. O . . | 105 056 | 70 032 |
| $Fe_3O_4$ „ 3 „ „ „ 4 „ „ . . | 92 288 | 69 216 |
| $F_2O$ „ 1 „ „ „ 1 „ „ . . | 74 592 | 74 592 |
| $MnO_2$ „ 1 „ Mn „ 2 „ „ . . | 121 490 | 60 745 |
| $Mn_3O_4$ „ 3 „ „ „ 4 „ „ . . | 107 116 | 80 337 |
| MnO „ 1 „ „ „ 1 „ „ . . | 99 930 | 99 930 |
| $SiO_2$ „ 1 „ Si „ 2 „ „ . . | 219 240 | 109 620 |
| $P_2O_5$ „ 2 „ P „ 5 „ „ . . | 178 560 | 71 424 |
| PbO „ 1 „ Pb „ 1 „ „ . . | 55 062 | 55 062 |
| ZnO „ 1 „ Zn „ 1 „ „ . . | 93 915 | 83 915 |
| $SO_2$ „ 1 „ S „ 2 „ „ . . | 72 000 | 36 000 |
| $Al_2O_5$ „ 2 „ Al „ 3 „ „ . . | 195 857 | 130 598 |

Unter Wärmekapazität oder spezifischer Wärme versteht man jenen Wärmeaufwand, der nötig ist, um die Temperatur eines Kilogramms oder eines Kubikmeters eines bestimmten Körpers um 1° zu erhöhen. Im ersteren Falle ist von einer Gewichtskapazität, im letzteren Falle von einer Raumkapazität zu sprechen. Meist wird Wärmekapazität und spezifische Wärme als identisch angenommen; Maxwell jedoch erklärt den Begriff Wärmekapazität übereinstimmend mit obiger Definition; unter der spezifischen Wärme eines Körpers aber, versteht er das Verhältnis der Wärmemenge, welche die Temperatur dieses Körpers um 1° erhöht, zu derjenigen Wärmemenge, welche ebensoviel Wasser um 1° erwärmt. Nach Clausius wird nicht alle dem Körper zugeführte Wärme zur Erhöhung der Temperatur verwendet. Er nennt den zu diesem Zwecke benutzten Teil die „wahre spezifische Wärme“, schlägt aber schließlich doch vor, einfach den Ausdruck Wärmekapazität zu setzen.

Weiter wurde das Gesetz aufgestellt: Die spezifische Wärme hängt von der Anzahl der vorhandenen Atome ab. Dies gilt jedoch nicht immer, am ehesten noch für feste Körper. Es sind nämlich (vgl. nachstehende Tabelle) die Produkte aus dem Atomgewicht A und der spezifischen Wärme c, die Wärmekapazitäten A·c, der durch die Atomgewichte gegebenen Mengen der Elemente im starren Zustande, die sogenannten Atomwärmen, nur für solche Elemente gleich (Dulong-Petitsches Gesetz) oder nahezu gleich groß (im Mittel = 6,4), deren Atomgewicht durch die Dampfdichte gasförmiger Verbindungen festgestellt werden konnte.

**Wärmekapazität der Elemente im festen Zustande.**

| Name des Elementes | Atomgewicht aus gasförmigen Verbindungen | Atomzeichen | Spezifische Wärme | Atomwärme |
|---|---|---|---|---|
| Arsen | 75 | As | 0,0814 | 6,11 |
| Bor | 11 | Bo | 0,50 | 5,5 |
| Wismut | 210 | Bi | 0,030 | 6,3 |
| Brom | 80 | Br | 0,0843 | 6,74 |
| Kohlenstoff | 12 | C | 0,46 | 5,5 |
| Cadmium | 112 | Cd | 0,0551 | 5,17 |
| Quecksilber | 200 | Cg | 0,0319 | 6,38 |
| Jod | 127 | J | 0,0541 | 6,87 |
| Molybdän | 96 | Mo | 0,0722 | 6,93 |
| Osmium | 199 | Os | 0,0311 | 6.20 |
| Phosphor | 31 | P | 0,1828 | 5,67 |
| Blei | 207 | Pb | 0,0307 | 6,35 |
| Schwefel | 32 | S | 0,1706 | 5,46 |
| Antimon | 120 | Sb | 0,0508 | 6,1 |
| Selen | 79 | Se | 0,0751 | 5,96 |
| Silizium | 28 | Si | 0,205 | 5,8 |
| Zinn | 118 | Sn | 0,0546 | 6,44 |
| Thallium | 204 | Tl | 0,0336 | 6,85 |
| Wolfram | 184 | Wo | 0,0334 | 6,15 |
| Zink | 65 | Zn | 0,0938 | 6,12 |
| Zirkonium | 90 | Zr | 0,0667 | 5,98 |

Als ein ausnahmsloses zeigt sich dieses Gesetz aber nur dann, wenn man für die einzelnen Elemente diejenige spezifische Wärme einsetzt, welche mit steigender Temperatur sich

nur noch unbedeutend ändert. Von denjenigen Elementen, deren Wärmekapazität mit der Temperatur die größte Veränderlichkeit zeigt, liegt die Temperatur, von welcher aufwärts die Wärmekapazität nahezu konstant bleibt beispielsweise für Kohlenstoff und Bor in der Nähe von 600°, für Silizium bei ungefähr 200°. Es steigt die spezifische Wärme des Kohlenstoffes stetig bis auf den siebenfachen, die des Bors bis auf den 2,5 fachen Betrag, wenn sich die Temperatur von —50° auf 600° erhöht.

Bei den flüssigen Körpern (wenigstens bei den meisten) wächst die Wärmekapazität eines und desselben Körpers bei einem und demselben Aggregatzustand mit der Temperatur; weniger gilt dies von festen und noch weniger von permanent gasförmigem. Bei Dämpfen nimmt die Wärmekapazität mit der Temperaturzunahme ab. Die Wärmeaufnahme zur Erzielung einer bestimmten Temperaturerhöhung ist um so geringer, je stärker der Druck ist, der auf den betreffenden Körper wirkt. Deshalb kann man Wärmekapazitäten nur bei konstantem Drucke oder konstantem Volumen miteinander vergleichen.

Multipliziert man die spezifische Wärme eines Körpers mit dem Gewicht eines Kubikmeters desselben, so erhält man die Wärmekapazität eines Kubikmeters. Mit der Zunahme der Temperatur nimmt das Gewicht eines Kubikmeters ab; demnach wird die auf einen Kubikmeter bezogene Wärmekapazität sich mit der Temperatur des Körpers ändern.

Jeder Körper nimmt pro 1° C um einen Bruchteil seines Volumens an Volumen zu; diesen Bruchteil nennt man den Ausdehnungskoeffizienten und bezeichnet ihn mit $\alpha$. Das Volumen des Körpers bei 0° und 760 mm Barometerstand sei mit $v_0$ bezeichnet, so wird die Volumenzunahme für eine Temperatur t sein: $v_0 \cdot t \cdot \alpha$ und das der Temperatur t entsprechende Volumen:

$$v_0 + v_0 \cdot t \cdot \alpha \text{ oder } v_0 (1 + \alpha \cdot t).$$

Nachstehende Tabellen enthalten die spezifischen Wärmen und die Ausdehnungskoeffizienten sowie die spezifischen und absoluten Gewichte der wichtigsten Körper.

## Spezifische Wärme fester Brennstoffe.

| | Temperatur °C | Spez. Wärme | Beobachter |
|---|---|---|---|
| Stahl, weich (spez. Gew. 7,8609) | Mittel bis 100 | 0,1165 | Regnault |
| „ gehärtet ( „ „ 7,7982) | „ | 0,1175 | „ |
| Glas | 0 bis 100 | 0,117 | Dulong & Petit |
| | 0 bis 300 | 0,190 | „ |
| Hochofenschlacke | — | 0,195 | Regnault |
| Roheisen | 0 | 0,12768 | Byström |
| | 50 | 0,12830 | „ |
| | 100 | 0,12954 | „ |
| | 150 | 0,13140 | „ |
| | 200 | 0,13388 | „ |
| | 250 | 0,13698 | „ |
| | 300 | 0,14070 | „ |
| Gußstahl | 0 | 0,11782 | „ |
| | 50 | 0,11850 | „ |
| | 100 | 0,11986 | „ |
| | 150 | 0,12190 | „ |
| | 200 | 0,12462 | „ |
| | 250 | 0,12802 | „ |
| | 300 | 0,13211 | „ |
| Reines Eisen | 0 | 0,11164 | „ |
| | 50 | 0,11237 | „ |
| | 100 | 0,11380 | „ |
| | 150 | 0,11595 | „ |
| | 200 | 0,11882 | „ |
| | 250 | 0,12241 | „ |
| | 300 | 0,12672 | „ |
| Aluminium (2 % Eisen, Spuren Si enthaltend) | 15 bis 97 | 0,21224 | Regnault |
| Aluminium (Spuren Si und Fe enthaltend) | 21 „ 51 | 0,202 | Kopp |
| Kohlenstoff, Gaskohle | 0 „ 24 | 0,1653 | H. F. Weber |
| „ französisch | 0 „ 99 | 0,1935 | „ |
| Graphit von Ceylon (0,38 % Asche) | — 50,3 | 0,1138 | „ |
| | − 10,7 | 0,1437 | |
| | + 10,8 | 0,1604 | „ |
| | 61,3 | 0,1990 | „ |
| Graphit von Ceylon (0,38 % Asche) | 138,5 | 0,2542 | H. F. Weber |
| | 201,6 | 0,2966 | „ |
| | 249,3 | 0,3250 | „ |
| | 641,9 | 0,4454 | „ |
| | 822,0 | 0,4539 | „ |
| | 977,0 | 0,4670 | „ |
| Graphit | 19 bis 1040 | 0,310 | Dewar |
| Silizium (kristallisiert) | + 21,6 | 0,1697 | „ |
| | 232,4 | 0,2029 | „ |
| Eisenoxyduloxyd $Fe_3O_4$ | 18 bis 45 | 0,156 | Kopp |
| | 24 „ 99 | 0,16779 | Regnault |
| Eisenoxyd $Fe_2O_3$ | 19 „ 44 | 0,1565 | Kopp |
| | 15 „ 98 | 0,16695 | Regnault |
| Manganoxydul MnO | 13 „ 98 | 0,15701 | „ |
| Manganoxyduloxyd $Mn_3O_4$ | — | 0,1700 | „ |

**Spezifische Wärme des Schmiedeeisens nach Weinhold.**

| Temperatur der Probekugel | gefunden | berechnet | Temperatur der Probekugel | gefunden | berechnet |
|---|---|---|---|---|---|
| 900° | 0,1567 | 0,1546 | 490° | 0,1261 | 0,1283 |
| 874 | 0,1570 | 0,1529 | 475 | 0,1248 | 0,1275 |
| 736 | 0,1422 | 0,1431 | 248,1 | 0,1126 | 0,1161 |
| 697 | 0,1407 | 0,1404 | 235,2 | 0,1118 | 0,1156 |
| 522 | 0,1284 | 0,1302 | 91,1 | 0,1138 | 0,1117 |

**Spezifische Wärme von Eisen und Nickel nach Pionchon.**

| Eisen: | | Nickel: | |
|---|---|---|---|
| bis 500° | = 0,17604 | bis 100° | = 0,11283 |
| 500 „ 700 | = 0,32430 | „ 300 | = 0,14029 |
| 720 „ 1000 | = 0,21800 | „ 500 | = 0,12988 |
| 1000 „ 1200 | = 0,19887 | „ 800 | = 0,14840 |
| | | „ 1000 | = 0,16075 |

**Spezifische Wärme von Gasen und Dämpfen bei konstantem Drucke.**

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Atmosph. Luft | zwischen | —30° | und | +10° | 0,23771 |
| | „ | 0 | „ | +100 | 0,23741 |
| | „ | 20 | „ | 100 | 0,23890 |
| | „ | 0 | „ | 200 | 0,23751 |
| Sauerstoff | „ | 13 | „ | 207 | 0,21751 |
| Stickstoff | „ | 0 | „ | 200 | 0,2438 |
| Wasserstoff | „ | —28 | „ | +9 | 3,3996 |
| „ | „ | +21 | „ | 100 | 3,4100 |
| „ | „ | 12 | „ | 198 | 3,4090 |
| Kohlenoxyd | „ | 26 | „ | 198 | 0,2426 |
| Kohlensäure | „ | 11 | „ | 214 | 0,21692 |
| Schwefelige Säure $SO_2$ | „ | 16 | „ | 202 | 0,15439 |
| Schwefelwasserstoff $H_2S$ | „ | 20 | „ | 206 | 0,24514 |
| Ammoniak | „ | 24 | „ | 216 | 0,51246 |
| Schwefelkohlenstoff $CS_2$ | „ | 86 | „ | 190 | 0,15956 |

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Wasserdampf zwischen | 128° | und | 217 | 0,48051 |
| Methan $CH_4$ | „ | 18 | „ | 208 | 0,59295 |
| Äthylen $C_2H_4$ | „ | 24 | „ | 100 | 0,38800 |
| „ unrein | „ | 27 | „ | 200 | 0,42930 |
| „ „ | „ | 10 | „ | 202 | 0,40400 |

**Spezifische Wärme von Gasen und Dämpfen bei konstantem Volumen nach Clausius.**

| | bezogen: auf das gleiche Gewicht Wasser | bezogen: auf das gleiche Volumen Luft | Spezifisches Gewicht bezogen auf Luft — 1,0 |
|---|---|---|---|
| Atmosphärische Luft . | 0,1684 | 1,000 | 1,0000 |
| Sauerstoff . . . . . | 0,1551 | 1,018 | 1,1056 |
| Stickstoff. . . . . , | 0,1727 | 0,996 | 0,9713 |
| Wasserstoff . . . . . | 2,411 | 0,990 | 0,0692 |
| Stickoxyd NO . . . . | 0,1652 | 1,018 | 1,0384 |
| Kohlenoxyd CO . . . | 0,1736 | 0,997 | 0,9673 |
| Chlorwasserstoff HCl . | 0,1304 | 0,975 | 1,2596 |
| Kohlensäure $CO_2$ . . . | 0,172 | 1,55 | 1,5201 |
| Wasserdampf $H_2O$ . . | 0,370 | 1,36 | 0,6219 |
| Schwefelige Säure $SO_2$ . | 0,123 | 1,62 | 2,2113 |
| Schwefelwasserstoff . . | 0,184 | 1,29 | 1,1747 |
| Schwefelkohlenstoff $CS_2$ . | 0,131 | 2,04 | 2,6258 |
| Methan $CH_4$ . . . . | 0,468 | 1,54 | 0,5527 |
| Äthylen $C_2H_4$ . . . . | 0,359 | 2,06 | 0,9672 |
| Ammoniak $NH_3$ . . . | 0,391 | 1,37 | 0,5894 |

**Spezifische Wärme von Gasen und Dämpfen.**

| | Für Luft = 1 bei konstantem Druck | Für Wasser = 1 bei konstantem: Volmen | Für Wasser = 1 bei konstantem: Druck |
|---|---|---|---|
| Atmosphärische Luft (—30 bis +10° C) | 1,0000 | 0,1687 | 0,2377 |
| Atherdampf . . . . | 2,0235 | 0,3411 | 0,4810 |
| Alkoholdampf . . . | 1,8986 | 0,3200 | 0,4513 |

| | Für Luft = 1 bei konstantem Druck | Für Wasser = 1 bei konstantem: Volumen | Druck |
|---|---|---|---|
| Kohlensäure[1] . . | 0,9104 | 0,1535 | 0,2164 |
| Kohlenoxyd . . . | 1,0793 | 0,1758 | 0,2479 |
| Sauerstoff . . . | 0,9180 | 0,1548 | 0,2182 |
| Methan ($CH_4$) . . | — | — | 0,328 |
| Äthylen ($C_2H_4$) . . | — | — | 0,421 |
| Stickstoff . . . . | 1,0265 | 0,1730 | 0,2440 |
| Wasserstoff . . . | 14,3231 | 2,4146 | 3,4046 |

Die spezifische Wärme der Kohlensäure und des Wasserdampfes steigt mit der Temperatur. E. Wiedemann schreibt in den „Annalen der Physik und Chemie", Bd. 257, S. 1, daß die spezifische Wärme sogenannter permanenter Gase, einschließlich CO, von der Temperatur unabhängig sei, d. h. sie ist konstant.

Åkerman meint in seinem „Beitrag zur Entw. d. Heizgasgew." (Berg- u. hüttenmänn. Jahrbuch 1892, S. 81) hingegen, daß es keine wirklich permanenten Gase gebe, daher auch deren spezifische Wärme nicht von der Temperatur unabhängig sein könne, wenn sie sich auch nicht in so bedeutendem Grade ändern, wie die der Kohlensäure und des Wasserdampfes. — Nach Wiedemann beträgt der Zuwachs der spezifischen Wärme der Kohlensäure von 0° bis 100° C 11,1%, von 0° bis 200° C 22,2% des Wertes bei 0° C. — Winkelmann vertritt in den „Annalen der Physik und Chemie", Bd. 159, S. 191, die Ansicht, daß die spezifische Wärme bei konstantem Volumen mit der Temperaturzunahme schneller steige als jene bei konstantem Drucke.

Åkerman berechnet den Zuwachs an spezifischer Wärme der Kohlensäure pro 1° C mit 0,00010804 für das Intervall 0°—1800° C bei konstanter Zunahme innerhalb dieser Temperaturgrenzen. Für Wasserdampf steigen die Werte bis zu einer Temperatur von 1600° C, darüber hinaus fehlen die Angaben. — Mallard und Le Chatelier behaupten, daß auch die spezifischen Wärmen permanenter Gase mit der

[1]) Vgl. die Tabelle auf Seite 41.

Temperatur wachsen; Wiedemann findet dieses nicht bestätigt.

Åkerman wählte für seine Berechnungen für die spezifische Wärme von Sauerstoff $O_2$ die Zahl 0,218; Wasserstoff $H_2$ 3,409; Stickstoff $N_2$ 0,244; Kohlenoxyd CO 0,244; Methan $CH_4$ 0,593 und für Äthylen $C_2H_4$ 0,404.

Um die Änderungen der spezifischen Wärmen bei verschiedenen Temperaturen zu zeigen, seien hier noch Åkermans Zahlen der spezifischen Wärme der Kohlensäure und des Wasserdampfes angeschlossen.

| Temperatur | Spezifische Wärme von Kohlensäure | Spezifische Wärme von Wasserdampf | Temperatur | Spezifische Wärme von Kohlensäure | Spezifische Wärme von Wasserdampf |
|---|---|---|---|---|---|
| 0° | 0,195 | 0,427 | 1000° | 0,294 | 0,679 |
| 100 | 0,206 | 0,454 | 1100 | 0,303 | 0,703 |
| 200 | 0,217 | 0,480 | 1200 | 0,312 | 0,726 |
| 300 | 0,227 | 0,506 | 1300 | 0,321 | 0,750 |
| 400 | 0,237 | 0,532 | 1400 | 0,329 | 0,773 |
| 500 | 0,247 | 0,557 | 1500 | 0,338 | 0,819 |
| 600 | 0,257 | 0,582 | 1600 | 0,347 | — |
| 700 | 0,266 | 0,607 | 1700 | 0,355 | — |
| 800 | 0,276 | 0,631 | 1800 | 0,364 | — |
| 900 | 0,285 | 0,655 | | | |

## Mittlere Ausdehnungskoeffizienten für das Volumen.

(Die Längenausdehnung beträgt 1/3, die Flächenausdehnung 2/3 der Volumenausdehnung).

| | |
|---|---|
| Graphit | 0,000024 |
| Holz | 0,000015 bis 0,000029 |
| Holzkohle | 0,000030 bis 0,000036 |
| Gasretortenkohle | 0,000017 |
| Steinkohle | 0,000084 |
| Wasser | 0,000466 |
| Atmosphärische Luft und sonstige permanente Gase | 0,003665 |
| Blei | 0,0000885 |

| | |
|---|---|
| Schmiedeeisen . . . . . . . . . | 0,00004405 |
| Gußeisen . . . . . . . . . . | 0,00003225 |
| Glas . . . . . . . . . . . . | 0,00003030 |
| Kupfer . . . . . . . . . . . | 0,00005700 |
| Platin . . . . . . . . . . . | 0,00003000 |
| Stahl, ungehärtet . . . . . . | 0,00003340 |
| „ gehärtet . . . . . . . | 0,00004090 |
| Ziegel . . . . . . . . . . . | 0,000015 bis 0,0000165 |

Der Ausdehnungskoeffizient der permanenten Gase ist annähernd konstant 0,00366.

Jedoch weichen einige Gase, welche bei gewöhnlichen Temperaturen ihren gasförmigen Zustand behalten, von der Regel etwas ab (Wasserstoff 0,00366), so z. B. Luft mit 0,00367, Kohlenoxyd mit 0,00367, Kohlensäure mit 0,00371, Stickstoffoxydul mit 0,00372 und schwefelige Säure mit 0,00390.

---

Um die bei der Verbrennung der wichtigsten Stoffe nötigen Sauerstoff- und Luftmengen sowie die bei Verbrennung mit reinem Sauerstoff oder Luft erzielbaren pyrometrischen Effekte zu ermitteln, sei folgende Betrachtung angestellt:

Verbrennt Kohlenstoff zur Kohlensäure, so benötigen 12 Gewichtsteile Kohlenstoff zu ihrer Verbrennung 32 Gewichtsteile Sauerstoff, oder ein Gewichtsteil Kohlenstoff: 2,67 Gewichtsteile Sauerstoff. Da 100 Gewichtsteile Luft 23 Gewichtsteile Sauerstoff enthalten (nach Jollys Bestimmungen 77,2 % N + 22,8 % O), sind zur Verbrennung von 1 Gewichtsteil (1 kg) Kohlenstoff: $\frac{2,67}{23} \times 100 = 11,61$ Gewichtsteile Luft nötig.

1 l Sauerstoff wiegt 1,4291 g, und werden somit einem Kilogramm Sauerstoff 699,74 l Sauerstoff entsprechen, oder 1868,31 l Sauerstoff den zur Verbrennung eines Kilogramm Kohlenstoffes nötigen 2,67 kg Sauerstoff.

1 kg Luft kommt 773,39 l Luft gleich; 12,71 kg Luft werden daher einen Raum von 9829,787 l einnehmen.

## Theoretische Dichte der Gase

und Gewicht von 1 l derselben bei 0° und 760 mm Druck
für die geographische Breite von 45° und diejenige von Berlin

| Substanz | Formel | Dichte | | Gewicht von 1 l in Grammen | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | Wasserstoff = 2 Mol. Gew. | Luft = 1 | unter 45° Breite im Meeresniveau | in Berlin |
| Azetylen . . . . . | $C_2H_6$ | 25,947 | 0,89820 | 1,16143 | 1,16219 |
| Äthan . . . . . . | $C_2H_6$ | 29,947 | 1,03667 | 1,34047 | 1,34136 |
| Äthylen . . . . . | $C_2H_4$ | 27,947 | 0,96744 | 1,25095 | 1,25178 |
| Ammoniak . . . . | $H_3N$ | 17,012 | 0,58890 | 0,76148 | 0,76199 |
| Arsenwasserstoff . . | $H_3As$ | 77,918 | 2,69728 | 3,48772 | 3,49003 |
| Brom . . . . . . | $Br_2$ | 159,538 | 5,52271 | 7,14115 | 7,14588 |
| Bromwasserstoff . . | HBr | 80,769 | 2,79597 | 3,61534 | 3,61773 |
| Chlor . . . . . . | $Cl_2$ | 70,752 | 2,44921 | 3,16696 | 3,16906 |
| Chlorwasserstoff . . | HCl | 36,376 | 1,25922 | 1,62824 | 1,62932 |
| Cyan . . . . . . | $C_2N_2$ | 51,971 | 1,79907 | 2,32630 | 2,32784 |
| Fluorwasserstoff . . | HFl | 19,984 | 0,69178 | 0,89451 | 0,89511 |
| Grubengas . . . . | $CH_4$ | 15,974 | 0,55297 | 0,71502 | 0,71549 |
| Kohlenoxyd. . . . | CO | 27,937 | 0,96709 | 1,25050 | 1,25133 |
| Kohlensäure . . . | $CO_2$ | 43,900 | 1,51968 | 1,96503 | 1,96633 |
| Phosphorwasserstoff. | $H_3P$ | 33,958 | 1,17552 | 1,52001 | 1,52102 |
| Sauerstoff . . . . | $O_2$ | 31,927 | 1,10521 | 1,42908 | 1,43003 |
| Schwefelige Säure . | $SO_2$ | 63,927 | 2,21295 | 2,86146 | 2,86336 |
| Schwefelwasserstoff. | $H_2S$ | 34,000 | 1,17697 | 1,52189 | 1,52290 |
| Siliziumfluorid. . . | $SiFl_4$ | 104,131 | 3,60469 | 4,66105 | 4,66414 |
| Stickstoff. . . . . | $N_2$ | 28,024 | 0,97010 | 1,25440 | 1,25523 |
| Wasserdampf . . . | $H_2O$ | 17,963 | 0,62182 | 0,80405 | 0,80458 |
| Wasserstoff. . . . | $H_2$ | 2,000 | 0,069234 | 0,089523 | 0,8958 |
| Allylen . . . . . | $C_3H_4$ | 39,921 | 1,38194 | 1,78692 | 1,78811 |
| Propylen . . . . | $C_3H_6$ | 41,921 | 1,45118 | 2,87644 | 1,87769 |
| Propan . . . . . | $C_3H_8$ | 43,921 | 1,52041 | 1,96597 | 1,96727 |
| Atmosphärische Luft | — | — | 1,00000 | 1,293052 | 1,293909 |

Nach dem Gay-Lussacschen Gesetz wiegt 1 cbm Luft bei einer Temperatur von t° C und einer Spannung von p kg pro Quadratzentimeter:

$$1 \text{ cbm Luft} = \frac{1{,}252 \times p}{1 + \alpha t} \text{ kg.}$$

Nehmen wir eine mittlere Temperatur von 23,7° C und einen Barometerstand von 703 mm[1]) an, so berechnet sich

[1]) Entspricht einer Höhenlage von etwa 720 m über dem Meere.

**Gewichtsprozentuale Zusammensetzung der atmosphärischen Luft.**

| O | N | Luft | O | N | Luft | O | N | Luft |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0,1 | 0,33 | 0,43 | 3,3 | 11,05 | 14,35 | 20,0 | 66,96 | 86,96 |
| 0,2 | 0,67 | 0,87 | 3,4 | 11,39 | 14,79 | 21,0 | 70,26 | 91,26 |
| 0,3 | 1,00 | 1,30 | 3,5 | 11,72 | 15,22 | 22,0 | 73,56 | 95,56 |
| 0,4 | 1,34 | 1,74 | 3,6 | 12,06 | 15,63 | 23,0 | 77,00 | 100,00 |
| 0,5 | 1,67 | 2,17 | 3,7 | 12,39 | 16,09 | 24,0 | 80,16 | 104,16 |
| 0,6 | 2,01 | 2,61 | 3,8 | 12,72 | 16,52 | 25,0 | 83,56 | 108,56 |
| 0,7 | 2,34 | 3,04 | 3,9 | 13,06 | 16,96 | 26,0 | 86,96 | 112,96 |
| 0,8 | 2,68 | 3,48 | 4,0 | 13,40 | 17,40 | 27,0 | 90,36 | 117,36 |
| 0,9 | 3,01 | 3,91 | 4,1 | 13,73 | 17,83 | 28,0 | 93,76 | 121,76 |
| 1,0 | 3,35 | 4,35 | 4,2 | 14,06 | 18,26 | 29,0 | 97,12 | 126,12 |
| 1,1 | 3,68 | 4,78 | 4,3 | 14,40 | 18,70 | 30,0 | 100,48 | 130,48 |
| 1,2 | 4,02 | 5,22 | 4,4 | 14,74 | 19,14 | 31,0 | 103,84 | 134,84 |
| 1,3 | 4,35 | 5,65 | 4,5 | 15,07 | 19,57 | 32,0 | 107,20 | 139,20 |
| 1,4 | 4,69 | 6,09 | 4,6 | 15,40 | 20,00 | 33,0 | 110,54 | 143,54 |
| 1,5 | 5,02 | 6,52 | 4,7 | 15,74 | 20,44 | 34,0 | 113,88 | 147,88 |
| 1,6 | 5,36 | 6,96 | 4,8 | 16,08 | 20,88 | 35,0 | 117,22 | 152,22 |
| 1,7 | 5,69 | 7,39 | 4,9 | 16,41 | 21,31 | 36,0 | 120,56 | 156,56 |
| 1,8 | 6,03 | 7,83 | 5,0 | 16,74 | 21,74 | 37,0 | 123,90 | 160,90 |
| 1,9 | 6,36 | 8,26 | 6,0 | 20,04 | 26,04 | 38,0 | 127,34 | 165,24 |
| 2,0 | 6,70 | 8,70 | 7,0 | 23,44 | 30,44 | 39,0 | 130,58 | 169,58 |
| 2,1 | 7,03 | 9,13 | 8,0 | 26,80 | 34,80 | 40,0 | 133,92 | 173,92 |
| 2,2 | 7,37 | 9,57 | 9,0 | 30,14 | 39,14 | 41,0 | 137,22 | 178,22 |
| 2,3 | 7,70 | 10,00 | 10,0 | 33,48 | 43,48 | 42,0 | 140,56 | 182,56 |
| 2,4 | 8,04 | 10,44 | 11,0 | 36,78 | 47,78 | 43,0 | 143,82 | 186,82 |
| 2,5 | 8,37 | 10,87 | 12,0 | 40,08 | 52,08 | 44,0 | 147,12 | 191,12 |
| 2,6 | 8,71 | 11,31 | 13,0 | 43,48 | 56,48 | 45,0 | 150,56 | 195,56 |
| 2,7 | 9,04 | 11,74 | 14,0 | 46,88 | 60,88 | 46,0 | 154,00 | 200,00 |
| 2,8 | 9,38 | 12,18 | 15,0 | 50,24 | 65,24 | 47,0 | 157,16 | 204,16 |
| 2,9 | 9,71 | 12,61 | 16,0 | 53,60 | 69,60 | 48,0 | 160,32 | 208,32 |
| 3,0 | 10,02 | 13,02 | 17,0 | 56,94 | 73,94 | 49,0 | 163,72 | 212,72 |
| 3,1 | 10,38 | 13,48 | 18,0 | 60,28 | 78,28 | 50,0 | 167,12 | 217,12 |
| 3,2 | 10,71 | 13,91 | 19,0 | 63,62 | 82,62 | 60,0 | 200,96 | 260,96 |

das Gewicht eines Kubikmeters Luft mit 1,104 kg, oder es wird 1 kg Luft 905,8 l Luft entsprechen.

Bei 0° C und 760 mm Barometerstand wird das Verhältnis sein:

$$1 \text{ cbm Luft} = \frac{1{,}252 \times 1{,}03\,^{1)}}{1 + \alpha \times 0} = 1{,}29272 \text{ kg}.$$

d. h. 1 kg Luft wird in diesem Falle 773,39 l Luft entsprechen.

[1]) Der Luftdruck stellt sich bei einem Barometerstand von 680 mm = 0,9238, 690 mm = 0,9374, 700 mm = 0,9510, 710 mm = 0,9646, 720 mm = 0,9782, 730 mm = 0,9918, 740 mm = 1,0054, 750 mm = 1089, 760 mm = 1,0325.

**Zusammenstellung der berechneten Werte der Ausdrücke $\alpha$ t und (1 + $\alpha$ t) für verschiedene zwischen 10° und 1800° liegende Temperaturen (t).**

| t | $\alpha$ t | (1+$\alpha$t) | t | $\alpha$ t | (1+$\alpha$t) | t | $\alpha$ t | (1+$\alpha$t) | t | $\alpha$ t | (1+$\alpha$t) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 10 | 0,0367 | 1,0367 | 310 | 1,1377 | 2,1377 | 610 | 2,2387 | 3,2387 | 910 | 3,3397 | 4,3397 |
| 20 | 0,0734 | 1,0734 | 320 | 1,1744 | 2,1744 | 620 | 2,2754 | 3,2754 | 920 | 3,3764 | 4,3764 |
| 30 | 0,1101 | 1,1101 | 330 | 1,2111 | 2,2111 | 630 | 2,3121 | 3,3121 | 930 | 3,4131 | 4,4131 |
| 40 | 0,1468 | 1,1468 | 340 | 1,2478 | 2,2478 | 640 | 2,3488 | 3,3488 | 940 | 3,4498 | 4,4498 |
| 50 | 0,1835 | 1,1835 | 350 | 1,2845 | 2,2845 | 650 | 2,3855 | 3,3855 | 950 | 3,4865 | 4,4865 |
| 60 | 0,2202 | 1,2202 | 360 | 1,3212 | 2,3212 | 660 | 2,4222 | 3,4222 | 960 | 3,5232 | 4,5232 |
| 70 | 0,2569 | 1,2569 | 370 | 1,3579 | 2,3579 | 670 | 2,4589 | 3,4589 | 970 | 3,5599 | 4,5599 |
| 80 | 0,2936 | 1,2936 | 380 | 1,3946 | 2,3946 | 680 | 2,4956 | 3,4956 | 980 | 3,5966 | 4,5966 |
| 90 | 0,3303 | 1,3303 | 390 | 1,4313 | 2,4313 | 690 | 2,5323 | 3,5323 | 990 | 3,6333 | 4,6333 |
| 100 | 0,3670 | 1,3670 | 400 | 1,4680 | 2,4680 | 700 | 2,5690 | 3,5690 | 1000 | 3,6700 | 4,6700 |
| 110 | 0,4037 | 1,4037 | 410 | 1,5047 | 2,5047 | 710 | 2,6057 | 3,6057 | 1020 | 3,7434 | 4,7434 |
| 120 | 0,4404 | 1,4404 | 420 | 1,5414 | 2,5414 | 720 | 2,6424 | 3,6424 | 1040 | 3,8168 | 4,8168 |
| 130 | 0,4771 | 1,4771 | 430 | 1,5781 | 2,5781 | 730 | 2,6791 | 3,6791 | 1060 | 3,8902 | 4,8902 |
| 140 | 0,5138 | 1,5138 | 440 | 1,6148 | 2,6148 | 740 | 2,7158 | 3,7158 | 1080 | 3,9636 | 4,9636 |
| 150 | 0,5505 | 1,5505 | 450 | 1,6515 | 2,6515 | 750 | 2,7225 | 3,7525 | 1100 | 4,0370 | 5,0370 |
| 160 | 0,5872 | 1,5872 | 460 | 1,6882 | 2,6882 | 760 | 2,7892 | 3,7892 | 1120 | 4,1104 | 5,1104 |
| 170 | 0,6239 | 1,6239 | 470 | 1,7249 | 2,7249 | 770 | 2,8259 | 3,8259 | 1140 | 4,1838 | 5,1838 |
| 180 | 0,6606 | 1,6606 | 480 | 1,7616 | 2,7616 | 780 | 2,8626 | 3,8626 | 1160 | 4,2572 | 5,2572 |
| 190 | 0,6973 | 1,6973 | 490 | 1,7983 | 2,7983 | 790 | 2,8993 | 3,8993 | 1180 | 4,3306 | 5,3306 |
| 200 | 0,7340 | 1,7340 | 500 | 1,8350 | 2,8350 | 800 | 2,9360 | 3,9360 | 1200 | 4,4040 | 5,4040 |
| 210 | 0,7707 | 1,7707 | 510 | 1,8717 | 2,8717 | 810 | 2,9727 | 3,9727 | 1220 | 4,4774 | 5,4774 |
| 220 | 0,8074 | 1,8074 | 520 | 1,9084 | 2,9084 | 820 | 3,0094 | 4,0094 | 1240 | 4,5508 | 5,5508 |
| 230 | 0,8441 | 1,8441 | 530 | 1,9451 | 2,9451 | 830 | 3,0461 | 4,0461 | 1260 | 4,6242 | 5,6242 |
| 240 | 0,8808 | 1,8808 | 540 | 1,9818 | 2,9818 | 840 | 3,0828 | 4,0828 | 1280 | 4,6976 | 5,6976 |
| 250 | 0,9175 | 1,9175 | 550 | 2,0185 | 3,0185 | 850 | 3,1195 | 4,1195 | 1300 | 4,7710 | 5,7710 |
| 260 | 0,9542 | 1,9542 | 560 | 2,0552 | 3,0552 | 860 | 3,1562 | 4,1562 | 1400 | 5,1380 | 6,1380 |
| 270 | 0,9909 | 1,9909 | 570 | 2,0919 | 3,0919 | 870 | 3,1929 | 4,1929 | 1500 | 5,500 | 6,500 |
| 280 | 1,0276 | 2,0276 | 580 | 2,1286 | 3,1286 | 880 | 3,2296 | 4,2296 | 1600 | 5,872 | 6,872 |
| 290 | 1,0643 | 2,0643 | 590 | 2,1653 | 3,1653 | 890 | 3,2663 | 4,2663 | 1700 | 6,239 | 7,239 |
| 300 | 1,1010 | 2,1010 | 600 | 2,2020 | 3,2020 | 900 | 3,3030 | 4,3030 | 1800 | 6,606 | 7,606 |

Verbrennt 1 kg Kohlenstoff in atmosphärischer Luft zu Kohlensäure, so werden daraus 3,67 kg Kohlensäure und 8,94 kg Stickstoff resultieren. Die sich ergebenden Volumina werden sein:

$$3{,}67 \times \frac{1000}{1{,}965} = 1867{,}663 \text{ l } CO_2 \text{ und } 8{,}94 \times \frac{1000}{1{,}2544} = 7126{,}613 \text{ l N}$$

zusammen: 8994,576 l gasförmige Verbrennungsprodukte: Kohlensäure und Stickstoff.

Diese Zahlen gelten bei 0° Temperatur und dem in einer nördlichen Breite von 45 Graden bei Meeresniveau vorherrschendem Barometerstande.

Haben die Verbrennungsgase eine Temperatur von $t^0$, so wird sich das Volumen nach der Formel

$$V_t = V. (1 + 0,003665\ t) \text{ ändern.}$$

Entwickelt beispielsweise 1 kg Kohlenstoff 8,995 cbm Verbrennungsgase bei 0° Temperatur, so wird diese Gasmenge bei 300° C ein Volumen von $\sqrt{300} = 8,995. (1 + 0,003665 \times 300) = 18,898$ cbm haben.

In der Tabelle auf Seite 47 finden sich die wichtigsten Daten für die Verbrennung der häufigst vorkommenden Brennstoffe.

Die Verbrennungen, wie sie durch die Zahlen der Tabelle dargestellt sind, hat man als ideale Verbrennungen zu bezeichnen, weil für die zur Bindung gelangenden Kohlenstoff- und Wasserstoffatome nur die den Äquivalentzahlen entsprechenden Sauerstoffmengen und die daraus wieder sich ergebenden Luftmengen berücksichtigt sind, ein Vorgang, der nur bei chemischen Experimenten mit den vollkommensten Apparaten möglich ist!

Die Praxis dagegen hat stets mit einem gewissen Luftüberschuß zu rechnen. Die Verbrennung, welche mit einem unter dieser Grenze liegenden Luftüberschuß erzielt wird, ist als höchst ökonomische Leistung zu bezeichnen. Siemens verlangte zur Zeit, als er sein Regenerativsystem einführte, einen Luftüberschuß von 20 %. Dieses Verlangen ließe sich nur dadurch erklären, daß die Produkte der Entgasung periodisch, und zwar bei jedesmaliger Beschickung des Generators auftreten, weshalb auch die nötige Luftmenge variabel sein sollte. Mit Beginn der trockenen Destillation müßte mehr Luft eintreten, welche später, nach Beendigung dieses Vorganges, wieder eine Verminderung erfahren könnte, bis die zweite Beschickung die Vergrößerung des Luftquantums wieder verlangt, oder es müßte immer

mehr Luft zutreten als nötig, um dem Maximalbedarf zu genügen.

| 1 kg Brennstoff verbraucht | bei Verbrennung zu | Sauerstoff (in Kilogramm) | Stickstoff[1] (in Kilogramm) | atm. Luft (in Kilogramm) | Sauerstoff (in Kubikmetern[2]) | Stickstoff (in Kubikmetern[2]) | atm. Luft (in Kubikmetern[2]) | und entwickelt als Verbrennungsprodukte in Kilogramm / Kubikmetern: CO | $CO_2$ | $H_2O$ | N | Summa |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| C | CO | 1,33 | 4,46 | 5,79 | 0,93 | 3,55 | 4,48 | 2,33 / 1,86 | — / — | — / — | 4,46 / 3,55 | 6,79 / 5,41 |
| CO | $CO_2$ | 0,57 | 1,91 | 2,48 | 0,39 | 1,53 | 1,92 | — / — | 1,57 / 0,80 | — / — | 1,91 / 1,52 | 3,48 / 2,32 |
| C | $CO_2$ | 2,67 | 8,93 | 11,60 | 1,87 | 7,15 | 9,02 | — / — | 3,67 / 1,87 | — / — | 8,93 / 7,12 | 12,60 / 8,99 |
| H | $H_2O$ | 8,00 | 26,72 | 34,72 | 5,59 | 21,29 | 26,88 | — / — | — / — | 9,00 / 11,19 | 26,72 / 21,29 | 35,72 / 32,48 |
| $CH_4$ | $2CO+2H_2O$ | 4,00 | 13,36 | 17,36 | 2,80 | 10,64 | 13,44 | — / — | 2,75 / 1,40 | 2,25 / 2,79 | 13,36 / 10,65 | 18,36 / 14,84 |
| $C_2H_4$ | $CO_2+2H_2O$ | 3,43 | 11,49 | 14,92 | 2,40 | 9,12 | 11,52 | — / — | 3,14 / 1,60 | 1,29 / 1,60 | 11,49 / 9,12 | 15,92 / 12,32 |

[1] 1 kg Sauerstoff bildet mit 3,33 kg Stickstoff 4,33 kg Luft.
[2] 1 l Sauerstoff wiegt: 1,430 g.
1 l Stickstoff „ 1,255 „
1 l atm. Luft „ 1,294 „

### Wirkungen des Luftüberschusses.

Eine ideale Verbrennung ist jene, bei welcher jedem Atom des Brennstoffes dauernd ein gleichbleibendes Quantum überschüssige Luft zugeführt wird.

Nun aber ist tatsächlich die Luftzufuhr bei industriellen Feuerungen nie konstant. Im Gegenteil, sie wird unmittelbar nach der Beschickung des Rostes geringer sein als unmittelbar vor derselben, obschon gerade mit Rücksicht auf den Verlauf des Verbrennungsprozesses im Augenblicke der Beschickung die Luftzufuhr eine größere sein sollte. Dabei ist gleicher Essenzug in allen Perioden vorausgesetzt, was allerdings ein Fehler ist; denn wenn die Luftzufuhr zur Zeit der Entgasung eine geringere ist und vielleicht gar noch unter diejenige Luftmenge hinabgeht, welche zur Verbrennung der auf dem Roste gebildeten und unverbrannt entweichenden brennbaren Gase erforderlich ist, so werden die unvollständig verbrannten Verbrennungsprodukte entweichen. Diese werden erst in den Zügen, vielleicht gar erst am Kaminkopf zur gänzlichen Verbrennung gelangen und dadurch die Essengastemperatur erhöhen. Diese Erhöhung der Schornsteintemperatur aber wird möglicherweise erst dann wieder zur Geltung kommen, wenn die Beschickung des Rostes teilweise niedergebrannt und dadurch die Bedingung für einen größeren Luftzutritt geschaffen ist.

Diesen sich gegenseitig störenden Einflüssen, welche die Erzielung einer „idealen Verbrennung im weiteren Sinne" hindern, sucht man durch Einbau von Schornsteinzugregulatoren [1]) zu begegnen.

Ferner ist auch zu berücksichtigen, daß die Brennstoff-

---

[1]) Der Schornsteinzugregulator „System Walter-Weiß" wirkt auf die Ofentür und ist deshalb nur bei Planrosten verwendbar. Der Schornsteinzugregler „System Hörenz" hingegen wirkt auf den Rauchschieber und könnte deshalb auch bei Treppenrosten Verwendung finden; wurde jedoch bis jetzt bei solchen Feuerungen noch nicht angewendet, weil bei den Treppenrosten eine konstante Bedeckung des Rostes durch Nachrutschen des Brennmaterials stattfinden soll, und daher ein Abbrennen der Kohle nicht eintreten kann.

schicht von der zuströmenden Luft nicht gleichmäßig durchbrochen wird, so daß es vorkommen kann, daß sich trotz nachgewiesenen Luftüberschusses noch Kohlenoxydgas in den Verbrennungsgasen findet als nachweisbares Anzeichen stellenweise unvollkommener Verbrennung.

Diese wechselnde Zusammensetzung der Verbrennungsprodukte ist auch bei chemisch-kalorischen Untersuchungen der Feuerungsanlagen zu berücksichtigen, und muß deshalb die Probeentnahme während der ganzen Dauer des Versuches erfolgen. Man verfährt dabei derart, daß man jede (langsam) gefüllte Saugflasche sofort durch eine andere (noch leere) ersetzt. Der Inhalt jeder Saugflasche ist zu prüfen und das Mittel aus den Resultaten in die Rechnung einzuführen.

Der mehrfach ausgesprochenen Behauptung, daß eine Verbrennung in den Feuerzügen nicht mehr stattfinden könne, ist nur unter der Voraussetzung beizustimmen, daß die Feuerzüge luftdicht abgeschlossen sind. Finden sich jedoch an einer Stelle auch noch so kleine Undichtigkeiten, so geht infolge Zutrittes von frischer Luft in den Kanälen eine Verbrennung vor sich; denn auch in dem Strome der nicht brennbaren Gase wird das eintretende Sauerstoffatom sein Kohlenoxydmolekul finden, um Kohlensäure zu bilden. Für den Verlauf der Verbrennung selbst ist naturgemäß die vorherrschende Temperatur maßgebend.

Auch die automatisch wirkende mechanische Heizvorrichtung, die neuerdings so bevorzugt wird, dürfte nur bei Verwendung von ganz gleichförmig zerkleinertem Brennmaterial einen Vorteil erwarten lassen, wodurch man unwillkürlich auf die Verwendung der Kohle in Staubform, d. h. auf die sogenannte Staubkohlenfeuerung, geführt wird. Leider hat aber gerade bezüglich der Staubkohlenfeuerung die Praxis gezeigt, daß theoretisch so manches gut erscheint, was praktisch kaum oder doch nur sehr schwer ausführbar ist [1]).

Sirk veröffentlichte seinerzeit [2]) Tabellen für in der

[1]) Vgl. Wilcke: „Der Heizer“, Absch. „Kohlenstaubfeuerung“.

[2]) Vgl. Z. d. Dampfkesselunters. u. Versuch-Ges., Wien, XX. Jahrg., Nr. 11.

Praxis vorkommende Zahlen des Verhältnisses $\frac{C}{H}$ der Kohlen, bei ein- bis vierfachem Luftüberschuß, wobei C den Kohlenstoffgehalt, H den Wasserstoffgehalt der Kohle bezeichnet.

Kohlensäuregehalt der Essengase für verschiedene Werte von $\frac{C}{H}$ bei n-fachem (1 bis 4) Luftüberschuß.

| $\frac{C}{H}$ | 24 | 27 | 30 | 33 | 36 | 39 | 42 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| n = 1 | 18,57 | 18,79 | 18,91 | 19,04 | 19,15 | 19,24 | 19,31 |
| 1,5 | 12,33 | 12,41 | 12,52 | 12,59 | 12,69 | 12,76 | 12,91 |
| 2 | 9,17 | 9,28 | 9,36 | 9,43 | 9,49 | 9,54 | 9,58 |
| 2,5 | 7,32 | 7,40 | 7,48 | 7,53 | 7,58 | 7,62 | 7,65 |
| 3 | 6,09 | 6,16 | 6,22 | 6,27 | 6,31 | 6,34 | 6,37 |
| 3,5 | 5,21 | 5,27 | 5,32 | 5,37 | 5,40 | 5,43 | 5,46 |
| 4 | 4,54 | 4,60 | 4,66 | 4,69 | 4,72 | 4,75 | 7,48 |

Nach Sirk bewegt sich der Stickstoffgehalt der Essengase, ganz gleich, welche Kohle und welchen Luftüberschuß man anwendet, zwischen 79 und 80 %. Die Summe des Prozentgehaltes an Kohlensäure, Kohlenoxyd und Sauerstoff muß also zwischen 20 und 21 % liegen.

Sirk folgert nun:

„Es ist erwiesen, daß geringe (minderwertige) Kohlengattungen mit gleicher Intensität verbrannt werden können wie vollwertige Kohlen, und es ist nicht richtig, daß Kohlen geringerer Qualität unmöglich höhere Kohlensäureprozente nachweisen ließen. Wohl ist es andererseits unverhältnismäßig schwieriger, minderwertige Kohlengattungen mit geringem Luftüberschuß zur Verbrennung zu bringen. Immerhin bleibt aber der Kohlensäuregehalt der Essengase ein Kriterium für die Qualität der Verbrennung und den Nutzeffekt der Heizung."

Der obenstehenden Tabelle ist zu entnehmen: daß,

1. der Kohlensäuregehalt von dem Luftüberschusse direkt abhängig ist, und daß sich bei doppelter Luftzufuhr der halbe Prozentsatz an Kohlensäure findet;

2. das Verhältnis $\frac{C}{H}$ einen geringen Einfluß hat. Bei doppeltem Luftüberschuß sind zwischen den praktisch wichtigsten Werten von 24 bis 42 nur Schwankungen von 9,18 bis 9,58 zu bemerken;

3. der Kohlensäuregehalt unabhängig ist von den absoluten Werten des Kohlenstoff- oder Wasserstoffgehaltes der Kohle an und für sich;

4. sich bei konstantem Kohlenstoffgehalte der Kohlensäuregehalt der Essengasse mit steigendem disponiblen Wasserstoff vermindert;

5. bei konstantem Wasserstoffgehalte der Kohlensäuregehalt im umgekehrten Verhältnisse zum Kohlenstoffgehalte schwankt;

6. einem mittleren Kohlensäuregehalt von 9,4 % ein 2,0facher Luftüberschuß, von 7,5 % ein 2½ facher, von 6,25 % ein 3 facher, von 5,3 % ein 3½ facher und von 4,68 % ein 4 facher Luftüberschuß entspricht.

Die sechs Tabellen Sirks, welche auf die Verbrennung bezughabende Daten für verschiedene Kohlengattungen bei wechselnder Luftzufuhr enthalten, sind nachstehend wiederzugeben.

### Tabelle A.

Kohlengattung: 80 Kohlenstoff, 3 disponibler Wasserstoff, 10 Wasser und 7 Asche.

$\frac{C}{H} = 26{,}6$; Luftbedarf 10,4094 g; theoretischer Wärmeeffekt 7270 Kal.; Schornsteintemperatur 300°; Lufttemperatur 25° C; Dunstdruck 23,35 mm; Feuchtigkeitsgrad 60 %; Luftfeuchtigkeit 1,11 % (Gewicht).

(Siehe Tabelle 1 auf Seite 52.)

### Tabelle B.

Kohlengattung: 60 Kohlenstoff, 2 disponibler Wasserstoff, 30 Wasser und 6 Asche.

**(Tabelle A.)**

| Luftüberschuß n = | Gramm Luft pro Gramm verbr. Kohle | Zusammensetzung der trock. Rauchgase Volumenprozent: | | | Gramm Wasserdunst im Essengas pro Gramm verbr. Kohle | Wärmekapazität pro 1° C | Anfangstemperatur der Verbrennung | Schornsteinverlust in: | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | Kohlensäure | Sauerstoff | Stickstoff | | | | Kalorien | Prozenten |
| 1 | 10,41 | 18,86 | 0,00 | 81,14 | 0,489 | 2,828 | 2570 | 848 | 11,67 |
| 1,5 | 15,61 | 12,48 | 7,00 | 80,52 | 0,548 | 4,089 | 1777 | 1227 | 16,87 |
| 2 | 20,82 | 9,32 | 10,44 | 80,23 | 0,607 | 5,354 | 1357 | 1606 | 22,09 |
| 2,5 | 26,02 | 7,44 | 12,51 | 80,05 | 0,667 | 6,619 | 1098 | 1986 | 27,31 |
| 3 | 31,23 | 6,19 | 13,87 | 79,93 | 0,726 | 7,885 | 922 | 2365 | 32,53 |
| 3,5 | 36,43 | 5,30 | 14,85 | 79,85 | 0,785 | 9,150 | 793 | 2745 | 37,75 |
| 4 | 41,64 | 4,63 | 15,58 | 79,78 | 0,845 | 10,415 | 698 | 3125 | 42,97 |

$\frac{C}{H} = 30$; Luftbedarf 7,7194 g; theoretischer Wärmeeffekt 4716 Kal.; Schornsteintemperatur 300°; Lufttemperatur 25° C; Dunstdruck 23,35 mm; Feuchtigkeitsgrad 60 %; Luftfeuchtigkeit 1,14 % (Gewicht).

**(Tabelle B.)**

| Luftüberschuß n = | Gramm Luft pro Gramm verbr. Kohle | Zusammensetzung der trock. Schornsteingase, Volumenprozent: | | | Gramm Wasserdunst im Essengas pro Gramm verbr. Kohle | Wärmekapazität pro 1° C | Anfangstemperatur der Verbrennung | Schornsteinverlust in: | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | Kohlensäure | Sauerstoff | Stickstoff | | | | Kalorien | Prozenten |
| 1 | 7,72 | 19,03 | 0,00 | 80,97 | 0,568 | 2,198 | 2145 | 659 | 13,98 |
| 1,5 | 11,58 | 12,60 | 6,98 | 80,42 | 0,612 | 3,136 | 1503 | 941 | 10,95 |
| 2 | 15,44 | 9,42 | 10,43 | 80,15 | 0,656 | 4,074 | 1157 | 1222 | 25,92 |
| 2,5 | 19,30 | 7,52 | 12,50 | 79,98 | 0,700 | 5,012 | 941 | 1504 | 31,88 |
| 3 | 23,16 | 6,26 | 13,86 | 79,88 | 0,744 | 5,951 | 792 | 1785 | 37,85 |
| 3,5 | 27,02 | 5,36 | 14,84 | 78,80 | 0,788 | 6,889 | 684 | 2067 | 43,82 |
| 4 | 30,88 | 4,69 | 15,57 | 79,74 | 0,832 | 7,827 | 602 | 2348 | 49,79 |

**Tabelle C.**

Kohlengattung: 50 Kohlenstoff, 2 disponibler Wasserstoff, 38 Wasser und 10 Asche.

$\frac{C}{H} = 25$; Luftbedarf 6,55 g; theoretischer Wärmeeffekt 4390 Kal.; Schornsteintemperatur 300°; Lufttemperatur 25° C; Dunstdruck 23,35 mm, Feuchtigkeitsgrad 60%; Luftfeuchtigkeit 1,14% (Gewicht).

**(Tabelle C.)**

| Luftüberschuß n = | Gramm Luft pro Gramm verbr. Kohle | Zusammensetzung der trock. Schornsteingase, Volumenprozent: | | | Gramm Wasserdunst im Essengas pro Gramm verbr. Kohle | Wärmekapazität pro 1° C | Anfangstemperatur der Verbrennung | Schornsteinverlust in: | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | Kohlensäure | Sauerstoff | Stickstoff | | | | Kalorien | Prozenten |
| 1 | 6,55 | 19,60 | 0,00 | 80,40 | 0,635 | 1,952 | 2315 | 586 | 12,95 |
| 1,5 | 9,83 | 12,96 | 7,14 | 79,88 | 0,672 | 2,725 | 1660 | 818 | 18,08 |
| 2 | 13,10 | 9,71 | 10,59 | 79,70 | 0,709 | 3,553 | 1271 | 1057 | 23,58 |
| 2,5 | 16,38 | 7,75 | 12,64 | 79,61 | 0,747 | 4,350 | 1039 | 1305 | 28,87 |
| 3 | 19,65 | 6,45 | 14,01 | 79,54 | 0,784 | 5,148 | 808 | 1544 | 34,17 |
| 3,5 | 22,93 | 5,53 | 14,98 | 79,49 | 0,822 | 5,946 | 760 | 1784 | 39,46 |
| 4 | 26,20 | 4,83 | 15,71 | 79,45 | 0,859 | 6,741 | 670 | 2022 | 44,74 |

**Tabelle D.**

Kohlengattung: 40 Kohlenstoff, 1 disponibler Wasserstoff, 45 Wasser und 14 Asche.

$\frac{C}{H} = 40$; Luftbedarf 5,0293 g; theoretischer Wärmeeffekt 3241 Kal.; Schornsteintemperatur 300°; Lufttemperatur 25° C; Dunstdruck 23,35 mm; Feuchtigkeitsgrad 60%; Luftfeuchtigkeit 1,14% (Gewicht).

(Siehe Tabelle auf Seite 54.)

Zu den Tabellen A bis D ist zu bemerken, daß der Stickstoffgehalt um so größere Abweichungen erfährt, je

(Tabelle D.)

| Luftüberschuß n = | Gramm Luft pro Gramm verbr. Kohle | Zusammenstellung der trock. Rauchgase Volumenprozent: Kohlensäure | Sauerstoff | Stickstoff | Gramm Wasserdunst im Essengas pro Gramm verbr. Kohle | Wärmekapazität pro 1° C | Anfangstemperatur der Verbrennung | Schornsteinverlust in: Kalorien | Prozenten |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 5,03 | 19,53 | 0,00 | 80,47 | 0,597 | 1,529 | 2119 | 459 | 14,16 |
| 1,5 | 7,54 | 12,95 | 7,01 | 80,04 | 0,626 | 2,136 | 1517 | 641 | 19,77 |
| 2 | 10,06 | 9,68 | 10,48 | 79,84 | 0,655 | 2,743 | 1181 | 823 | 25,39 |
| 2,5 | 12,57 | 7,73 | 12,56 | 79,70 | 0,683 | 3,350 | 907 | 1005 | 31,01 |
| 3 | 15,09 | 6,44 | 13,94 | 79,62 | 0,712 | 3,957 | 819 | 1187 | 36,63 |
| 3,5 | 17,60 | 5,52 | 14.92 | 79,56 | 0,741 | 4,564 | 710 | 1369 | 42,25 |
| 4 | 20,12 | 4,83 | 15,66 | 79,50 | 0,769 | 5,171 | 621 | 1551 | 47,86 |

größer der Wasserstoffgehalt der Kohle ist. Eben deshalb sind die Gasabsaugungsperioden zur Vornahme von Essengasanalysen über längere Zeitperioden auszudehnen. Außer dieser Neigung zur Veränderlichkeit bei langflammigen Kohlensorten tritt noch der Umstand beirrend auf, daß die Kohlenwasserstoffverbindungen, deren Verbrennungsprodukte wegen des scheinbar verschwindenden Wasserdunstes einen geringeren Kohlensäuregehalt aufweisen, beim Aufgeben der Steinkohle rasch verbrennen, während die langsamer abbrennenden Kohlenstückchen nach dieser ersten Phase der Verbrennung einen größeren Kohlensäuregehalt zeigen. Trotz konstantem Luftüberschusse zeigen sich also Verschiedenheiten in den Ablesungen des Kohlensäuregehaltes, welche bis 2 und 3% erreichen. Bei trockenen Kohlen mit geringem Wasserstoffgehalte dagegen wird selbst bei kürzeren Absorptionsperioden ein nahezu konstanter Kohlensäuregehalt erreicht.

Mit besonderer Umsicht muß bei Kohlenmischungen vorgegangen werden, bei welchen zumeist Kohlengattungen von verschiedenem $\frac{C}{H}$ gemengt werden. Hier erhält man häufig so abweichende Angaben in Gruppen einzelner Ablesungen,

Um einen besseren Überblick zu gewinnen, seien nachstehend die Zahlen der vier verschiedenen Kohlensorten bei 1,5 fachem Luftüberschuß gegeben.

| Lfd. Nummer der Kohle | Zusammensetzung der Kohle | | | | Verhältnis $\frac{C}{H}$ | Luftbedarf in Gramm | Wärmeeffekt der Kohle | Luftüberschuß n = | Gramm Luft pro Gramm verbr. Kohle | Zusammensetzung der trock. Essengase Volumenprozent: | | | Gramm Wasserdunst im Essengas pro Gramm verbr. Kohle | Wärmekapizität pro 1° C | Anfangstemperatur der Verbrennung | Schornstein-verlust in: | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | C | Disp. H | $H_2O$ | Asche | | | | | | $CO_2$ | $O_2$ | $N_2$ | | | | Kalorien | Prozenten |
| 1 | 80 | 3 | 10 | 7 | 26,6 | 10,4094 | 7270 | 1,5 | 15,61 | 12,48 | 7,00 | 80,52 | 0,548 | 4,089 | 1777 | 1227 | 16,87 |
| 2 | 60 | 2 | 30 | 8 | 30 | 7,7191 | 4716 | 1,5 | 11,58 | 12,60 | 6,98 | 80,42 | 0,612 | 3,136 | 1503 | 941 | 19,95 |
| 3 | 50 | 2 | 38 | 10 | 25 | 6,55 | 4390 | 1,5 | 9,83 | 12,96 | 7,14 | 79,88 | 0,672 | 2,725 | 1660 | 818 | 18,08 |
| 4 | 40 | 1 | 45 | 14 | 40 | 5,0293 | 3241 | 1,5 | 7,54 | 12,95 | 7,01 | 80'04 | 0,626 | 2,136 | 1517 | 641 | 19,77 |

Hierzu wäre zu bemerken:

Kohle Nr. 3 weist das niedrigste Verhältnis $\frac{C}{H}$ auf. Die dieser Kohle entsprechenden Essengase enthalten verhältnismäßig das höchste $CO_2$ und $O_2$, auch ist die im Essengase enthaltene Wassermenge bei ihnen am höchsten. Dies ist dadurch begründet, daß der Wassergehalt der Kohle hoch ist. Die Anfangstemperatur der Verbrennung ist höher, der prozentuale Schornsteinverlust kleiner als in den Fällen 2 und 4.

daß deren gemeinsame Verarbeitung mit gezogenen Mittelwerten nicht anzuraten ist. Man teilt dann die Werte in mehr übereinstimmende Gruppen, arbeitet danach aus und entnimmt den gewonnenen Resultaten sodann den endgültigen Mittelwert. Die Tabellen ergeben umgekehrt für den beobachteten Kohlensäure- und Sauerstoffgehalt der Essengase den stattgehabten Luftüberschuß und daraus die Menge der Verbrennungsprodukte in Volumeneinheiten.

---

Es wird sich jetzt darum handeln, festzustellen, welche pyrometrischen Effekte bei der Verbrennung mit atmosphärischer Luft und mit reinem Sauerstoff erzielt werden können. Außerdem soll an dieser Stelle die Wirkung der Erwärmung der Verbrennungsluft auf höhere Temperaturen berücksichtigt werden.

### Verbrennungstemperatur.

Die Temperatur, welche bei der Verbrennung eines Körpers erzielt werden kann, wird berechnet, indem man die gesamte entwickelte Wärme durch die Wärmekapazität der Verbrennungsprodukte dividiert.

Sei mit $T$ die theoretische Verbrennungstemperatur, der pyrometrische Wärmeeffekt,
mit $W$ die gesamte entwickelte Wärme,
mit $Q_1$, $Q_2$, $Q_3$ usw. die Gewichte der verschiedenen Verbrennungsprodukte und
mit $s_1$, $s_2$, $s_3$ usw. die spezifischen Wärmen der verschiedenen Verbrennungsprodukte bezeichnet, so wird die Wärmekapazität

$$C = Q_1 \cdot s_1 + Q_2 \cdot s_2 + Q_3 \cdot s_3 + \text{usw.} = \Sigma (Q \cdot s).$$

Diese Verbrennungstemperatur ergibt sich dann aus folgender Formel:

$$T = \frac{W}{\Sigma (Q \cdot s)} = \frac{W}{C}.$$

Dementsprechend berechnet sich die Verbrennungswärme für die Umwandlung von 12 kg Kohlenstoff zu Kohlensäure mit 32 kg reinem Sauerstoff oder mit der zur vollständigen, idealen Verbrennung nötigen Luftmenge ohne Luftüberschuß wie folgt:

12 Teile C mit 32 Teilen O zu 44 Teilen $CO_2$ verbrannt entwickeln $12 \times 8080$ Kalorien $= 96\,960$ Kalorien.

Die spezifische Wärme der $CO_2$ mit 0,2164 in Rechnung gesetzt ergibt eine Wärmekapazität der Verbrennungsprodukte von $44 \times 0{,}2164 = 9{,}5216$ Kalorien.

Die bei der Verbrennung von 12 Teilen C in reinem Sauerstoff theoretisch erzielbare Temperatur wäre demnach:

$$\frac{99\,960}{9{,}5216} = 10\,185^{0} \text{ C.}$$

Verbrennen die 12 Teile in atmosphärischer Luft, so benötigen sie zur Verbrennung:

$12 \times 12{,}71 = 152{,}52$ Teile atmosphärischer Luft und entwickeln 96 960 Kalorien.

Die Verbrennungsprodukte werden sein:

| | |
|---|---|
| $CO_2$ | 44,0 Teile, |
| N | 120,52 „ |

Die Wärmekapazität der Verbrennungsgase ist demnach:

| | | | |
|---|---|---|---|
| $CO_2$ | $44 \times 0{,}2164 =$ | 9,5216 | Kalorien, |
| N | $120{,}52 \times 0{,}2440 =$ | 29,4069 | „ |
| | | 38,9285 | Kalorien. |

Die bei der Verbrennung von 12 Teilen C in atmosphärischer Luft theoretisch erzielbare Temperatur berechnet sich dementsprechend mit: $\frac{96\,960}{38{,}9285} = 2490^{0}$ Kalorien.

Um einen Körper von $t_1{}^0$ Temperatur auf $t_2{}^0$ zu erwärmen, wird man, wenn das Gewicht des Körpers Q kg ist, eine Wärmemenge

$$W = Q \cdot s \cdot t_2 - Q \cdot s \cdot t_1 = Q \cdot s \cdot (t_2 - t_1)$$

benötigen.

Ist die Wärmemenge W gegeben und $t_1$ bekannt, so läßt sich die Temperaturerhöhung des Körpers berechnen, denn es ist:

$$Q \cdot s \cdot t_2 = W + Q \cdot s \cdot t_1,$$

also

$$t_2 = \frac{W + Q \cdot s \cdot t_1}{Q \cdot s}.$$

War $t_1 = 0$, so ergibt sich $t = \frac{W}{Q \cdot s}$.

Ist der Körper, um den es sich hier handelt, das Verbrennungsprodukt eines Brennmaterials, so kommt man, wenn letzteres eine Mischung mehrerer Gase ist, deren Wärmekapazitäten $O_1 \cdot s_1$, $O_2 \cdot s_2$, $Q_3 \cdot s_3$ usw. sind, auf die früher angegebene Formel:

$$t = \frac{W}{\Sigma(Q \cdot s)} = \frac{W}{C}.$$

In der Tabelle auf Seite 59 sind die Zahlen, welche auf die Verbrennung in Sauerstoff und atmosphärischer Luft Bezug haben, zusammengestellt.

In betreff der Verbrennung in reinem Sauerstoff wäre eine Verdünnung des Sauerstoffes unerläßlich, da sonst durch die sehr energische Verbrennung die Hitze örtlich so gesteigert würde, daß derselben kein Mauerwerk auch nur kurze Zeit widerstehen könnte. An sich ließe sich wohl ein Ofen konstruiern, in dem reiner Sauerstoff verwendet werden könnte, ja man hätte dann noch den Vorteil, daß die Züge viel geringere Dimensionen erhalten könnten als bei Feuerungen mit Luftüberschuß; aber den großen Vorteilen, welche bei Benutzung reinen Sauerstoffes zur Verbrennung erwachsen, stellt sich vor allem die Kostspieligkeit der Erzeugung reinen Sauerstoffes entgegen. Und dann ist bei allen diesbezüglichen Berechnungen vernachlässigt worden, daß in der Praxis niemals die ganze Wärme im Herdraume ausgenutzt werden kann, daß vielmehr ein großer Teil der entwickelten Wärme verloren geht. Die Temperaturen, welche in der Tabelle auf Seite 63 enthalten sind, können in Wirklichkeit nie erzielt werden. Man wird es stets mit zwei Vorgängen zu tun haben: der Wärmeerzeugung und den Wärmeverlusten.

Da der Wärmeeffekt des Brennmaterials gleichbedeutend sein wird mit der Wärmeaufnahme der Umgebung, müßten für jeden speziellen Fall die Wärmeverluste von der Wärmeerzeugung des Brennstoffes in Abzug gebracht werden, um den Prozentsatz der tatsächlich ausgenutzten Wärme des Brennmaterials zu erfahren.

Diesen Zahlen steht aber ferner die Dissoziation im Wege, außerdem aber auch der Umstand, daß wir kein feuer-

**Zusammenstellung der bei den wichtigsten Verbrennungen theoretisch erzielbaren Temperaturen.**

| verbrannt | zu | erzeugt | und liefert eine Temperatur von: wenn in Sauerstoff verbrannt | wenn in atm. Luft verbrannt |
|---|---|---|---|---|
| 1 kg C | 2,33 kg CO | 2473 Kal. | 4279° C. | 1484° C |
| 1 „ CO | 1,57 „ $CO_2$ | 2403 „ | 7026° „ | 2974° „ |
| 1 „ C | 3,67 „ $CO_2$ | 8080 „ | 10176° „ | 2718° „ |
| 1 „ H | 9,00 „ $H_2O$ | 34462 „ | 8061° „ | 3192° „ |
| | | 29000 „ | 6782° „ | 2685° „ |
| 1 „ $CH_4$ | 2,75 „ $CO_2$<br>2,25 „ $H_2O$ | 13063 „ | 4514° „ | 2202° „ |
| 1 „ $C_2H_4$ | 3,14 „ $CO_2$<br>1,29 „ $H_2O$ | 11875 „ | 9256° „ | 2915° „ |

Die Wärmekapazitäten sind in den verschiedenen Fällen:

| | | Wärmekapazität der Verbrennungsprodukte bei Verbrennung in atm. Luft |
|---|---|---|
| 2,33 CO × 0,2479 = 0,578 Kal. | 4,46 N × 0,244 = 1,088 Kal. | = 1,666 Kal. |
| 1,57 $CO_2$ × 0,2164 = 0,342 „ | 1,91 N × 0,244 = 0,466 „ | = 0,808 „ |
| 3,67 „ × 0,2164 = 0,794 „ | 8,93 N × 0,244 = 2,179 „ | = 2,973 „ |
| 9,00 $H_2O$ × 0,4750 = 4,275 „ | 26,72 N × 0,244 = 6,520 „ | „ = 10,795 „ |
| 2,75 $CO_2$ × 0,2164 = 0,595 „ | | |
| 2,25 $H_2O$ × 0,4750 = 1,077 „ | | |
| Sa. = 2,672 Kal. | 13,36 N × 0,244 = 3,260 „ | „ = 5,932 „ |
| 3,14 $CO_2$ × 0,2164 = 0,679 Kal. | | |
| 1,29 $H_2O$ × 0,4750 = 0,602 „ | | |
| Sa. = 1,281 Kal. | 11,42 N × 0,244 = 2,786 „ | „ = 4,067 „ |

Man kann diesen Zahlen entnehmen, welch bedeutenden Vorteil die Verbrennung in reinem Sauerstoff gegen jene in atmosphärischer Luft haben würde, wenn es nicht aus auf Seite 58 erörterten gewissen Gründen unmöglich wäre, Temperaturen wie die für die Verbrennung in reinem Sauerstoff berechneten zu erreichen.

festes Material besitzen, welches solch hohen Temperaturen widerstehen könnte.

Kohlensäure beginnt nach Versuchen von St. Claire Deville[1]) schon bei Temperaturen von 1000 bis 1200° C in CO und freien O zu zerfallen, wenn auch anfänglich nur in geringem Maße, und hört bei 2600° bis 2700° C überhaupt zu bestehen auf. Diese Temperatur wäre mithin die höchste, welche sich durch Verbrennung von Kohle oder Kohlenoxydgas zu Kohlensäure unter gewöhnlichem Drucke erreichen ließe, selbst wenn man reinen Sauerstoff statt der atmosphärischen Luft zur Verbrennung benutzen wollte; und je mehr sich die Temperatur jener Grenze nähert, desto reichlichere Mengen von Kohlenoxydgas und freiem Sauerstoff sind zugegen, welche erst beim Sinken der Temperatur sich wieder vereinigen. Ohne diese Dissoziation würde sich bei der Verbrennung von Kohle in reinem Sauerstoff zu Kohlensäure eine Verbrennungstemperatur von 10015° C[2]), bei Verbrennung von CO zu $CO_2$ eine solche von 6950° C ergeben.

Naumann spricht sich in seiner „Thermochemie" über die Dissoziation dahin aus, daß er sagt:

„Temperatur" drückt die dem Bewegungszustande der Molekel entsprechende mittlere lebendige Kraft aus und bezeichnet zugleich den mittleren Bewegungszustand der Atome, da die lebendige Kraft der Atombewegungen zu derjenigen der Molekularbewegungen in einem konstanten Verhältnisse steht. Zum Unterschied von dieser Mitteltemperatur möge die der lebendigen Kraft der augenblicklichen Bewegung eines einzelnen Molekuls entsprechende Temperatur Molekultemperatur heißen; die der lebendigen Kraft der Bewegungen der einzelnen Bestandteile des Molekuls innerhalb der Sphäre des letzteren entsprechende Temperatur sei durch Atomtemperatur bezeichnet. Befänden sich einerseits alle

---

[1]) Ledebur, Die Gasfeuerungen für metallurgische Zwecke, Leipzig, Arthur Felix, 1891.

[2]) Ledebur gibt die bei Verbrennung von Kohle und Kohlenoxyd zu Kohlensäure in reinem Sauerstoff theoretisch erzielbare Temperatur etwas niedriger an, als sie in der Tabelle auf Seite 59 angegeben sind.

Molekel untereinander und andererseits die Atome aller Molekel in gleichen, d. h. gleiche lebendige Kraft darstellenden Bewegungszuständen, so wären sowohl die Molekulartemperaturen als auch alle Atomtemperaturen gleich der Mitteltemperatur. In Wirklichkeit sind aber infolge des Anstoßens der Molekel die Temperaturen der einzelnen Molekel unter sich und diejenigen der Atome verschiedener Molekel untereinander verschieden; beide schwanken innerhalb nicht allzu weiter Grenzen um die Mitteltemperatur, so daß diese einerseits das Mittel der Molekultemperaturen und andererseits dasjenige der Atomtemperaturen ausdrückt.

Wird eine gasförmige Verbindung erwärmt, so nimmt proportional der absoluten Temperatur sowohl die lebendige Kraft der fortschreitenden Bewegung der Molekel als auch die lebendige Kraft der Bewegungen der Bestandteile innerhalb des Molekuls zu. Ist letztere so groß geworden, daß die gegenseitige Anziehung der Atome oder Atomgruppen überwunden wird, so tritt die Zersetzung des Molekuls ein. Die Zersetzungstemperatur ist also diejenige Atomtemperatur, welche gerade denjenigen Bewegungszustand der Bestandteile des Molekuls ausdrückt, bei welchem das infolge der Atomschwingungen herrschende Streben, zu zerfallen, und der in der gegenseitigen Anziehung der Atome liegende Widerstand gegen Zersetzung gerade im Gleichgewicht stehen. Beim Überschreiten dieser Temperatur beginnt das Molekul in solche Bestandteile zu zerfallen, denen auch bei den geänderten Verhältnissen die Fähigkeit als Molekul zu bestehen zukommt. Es ergibt sich hieraus, daß die Zersetzungstemperatur eines gasförmigen Körpers ein ganz bestimmter Temperaturpunkt ist.

Da man annehmen kann, daß bei jeder Mitteltemperatur die gleiche Abweichung in den Atomtemperaturen nach oben und nach unten für eine gleiche Anzahl von Molekeln statthaben wird, so ließe sich die Zersetzungstemperatur eines Gases wie folgt ausdrücken: „Die Zersetzungstemperatur eines Gases ist die Mitteltemperatur der halbvollendeten Zersetzung, d. h. diejenige Temperatur, bei welcher die Zersetzung 50% beträgt.“

Die Dissoziation wird daher unter der bestimmten Zersetzungstemperatur beginnen und erst nach Überschreiten derselben vollendet sein. Der Temperaturumfang der Dissoziation ist mitunter ein sehr großer. Für gleiche Temperaturerhöhung nehmen die Zersetzungszuwachse von der Temperatur des Beginnes der Dissoziation an bis zur Zersetzungstemperatur, d. i. bis zur halbvollendeten Zersetzung, fortwährend zu und von der Zersetzungstemperatur an bis zur Temperatur der Vollendung der Dissoziation fortwährend ab. Die Dissoziation gasförmiger Verbindungen läßt sich durch Dampfdichtebestimmungen nachweisen.

Aus dem theoretischen spezifischen Gewicht eines dissoziationsfähigen Gases, aus der Zahl der Molekel, in welche ein Molekul der ursprünglichen Verbindung sich spaltet, und aus der beobachteten Dampfdichte läßt sich der Betrag der Zersetzung, d. h. die zersetzte Menge, berechnen.

d sei das spezifische Gewicht eines dissoziationsfähigen Körpers. Ist M das Molekulargewicht, so ist $d = \frac{M}{28943}$, denn das Molekulargewicht eines Gases ist das 28,943fache des spezifischen Gewichtes[1]) oder der Dampfdichte.

Die auf diese Weise abgeleiteten Molekulargewichte beziehen sich auf das Molekulargewicht des Sauerstoffes $O_2 = 32$ oder dessen Atomgewicht $O = 16$, mithin streng genommen auf das Atomgewicht der Wasserstoff $H = 1{,}0025$.

Bei der Dissoziation zerfalle ein Molekul in a Molekel. Die Dampfdichte der Zersetzungsprodukte ist dann $\frac{d}{a}$.

$x + y$ Molekel der ursprünglichen Verbindung seien einer gewissen Temperatur ausgesetzt worden, x seien unzersetzt geblieben, y dagegen zersetzt in $a \cdot y$ Molekel der Zersetzungsprodukte. Das spezifische Gewicht D der gesamten Gasmischung wird dann sein:

$$D = \frac{(x + y) \cdot d}{x + a \cdot y}.$$

---

[1]) Naumann, Thermochemie, S. 49.

Daraus ergibt sich:

$$x \cdot (d-D) = y \cdot (a \cdot D - d)$$

und

$$\frac{y}{x} = \frac{d-D}{a \cdot D - d}.$$

Das Verhältnis der zersetzten Molekel zur Anzahl der ursprünglich vorhandenen ist: $\frac{x+y}{y} = \frac{d-D}{(a-1) \cdot D}$.

Setzt man für $x + y = 100$ und für $y = p$ die Zahl der zersetzten Molekel in Prozenten, so ändert sich die vorige Gleichung in diejenige:

$$\frac{p}{100} = \frac{d-D}{(a-1) \cdot D}, \text{ woraus folgt: } p = \frac{100\,(d-D)}{(a-1) \cdot D}.$$

Ist $a = 2$, so wird $p = \frac{100\,(d-D)}{D}$.

D ist durch Versuch festzustellen.

Dieselbe Formel findet man auch mit der Annahme, daß von 100 Molekeln p zersetzt wurden und $a \cdot p$ Molekel ergaben. Die Gesamtzahl der Molekel beträgt dann $100 - p + a \cdot p = 100 + (a-1) \cdot p$.

Nach dem Gesetz von Avogadro verhalten sich die Dichten umgekehrt wie die Molekelzahlen, deshalb ist:

$$\frac{100 + (a-1) \cdot p}{100} = \frac{d}{D} \text{ und}$$

$$p = \frac{100\,(d-D)}{(a-1) \cdot D}; \text{ für } a = 2 \text{ wird, wie früher, } p = \frac{100\,(d-D)}{D}.$$

Betrachtungen über den Einfluß des Druckes auf die Dissoziation führten dahin, daß bei gleicher Temperatur mit abnehmendem Druck eine Zunahme der Zersetzung festgestellt werden konnte.

Bunsen war es wohl zuerst, welcher aus den bei der Explosion von 18,5 ccm Knallgas beobachteten Drucken berechnete, daß sowohl beim Kohlenoxydknallgase wie auch beim Wasserstoffknallgase nur $^1/_3$ des Gemenges sofort verbrennt. Beim Sinken der Temperatur sollen sich dann auch die übrigen $^2/_3$ verbinden, der letzte Anteil des Gases aber erst bei 1146°. Diese Berechnungen gelten unter

der Voraussetzung, daß die spezifische Wärme von $CO_2$ und $H_2O$ (Dampf) für alle Wärmegrade gleich bleiben. Mallard und Le Chatelier fanden die Eigenwärme dieser beiden Gase bei 2000° etwa zweimal so groß wie bei 200°, für N, O und CO etwa 1½ mal so groß.

Nach Deville zerfällt Wasserdampf bei 2500° in Wasserstoff und Sauerstoff, die Dissoziation beginnt bei 1000°. Mallard und Le Chatelier dagegen fanden bei der Verbrennungstemperatur des Wasserstoffknallgases in geschlossenem Raume, 3480°, keine nennenswerte Dissoziation des Wasserdampfes. Ebenso zerfiel nach denselben Beobachtern Kohlensäure erst bei der Verbrennungstemperatur des Kohlenoxydknallgases (3200°) und zwar etwa 30 %, während bei 2000° keine Spur von Dissoziation zu finden war.

Fischer behauptet nun, daß für die industriellen Feuerungsanlagen die Dissoziation ohne Bedeutung sei. Selbst bei hohen Temperaturen, z. B. beim Schmelzen des Platins (1780°), beträgt der Zerfall höchstens wenige Prozente. Ledebur dagegen führt zunächst die bekannte Tatsache an, daß lediglich durch die Oberflächenberührung mit festen Körpern die Dissoziation befördert, also die Verbrennung erschwert werden kann, zumal wenn jene Flächen rauh sind, und daß selbst CO unter solchen Einflüssen und in mäßiger Temperatur (nach Langer und Meyer bei 1700°) in C und $CO_2$ zerfallen kann, sofern ein genügender Überschuß unzersetztes CO vorhanden ist, um die Einwirkung des C auf die entstehende $CO_2$ aufzuheben, dann aber sagt er, daß die Dissoziationstemperatur bei zunehmender Spannung der Gase steigt, weshalb bei höherem Druck höhere Temperaturen möglich sind. Ebenso sind diese Einflüsse nach ihm bei der Verbrennung von Gasen in Öfen, in welchen eine Berührung der Ofenwände stattfindet, nicht ohne Wichtigkeit. Ledeburs Ansicht dürfte richtiger sein als Fischers Behauptung, daß die Dissoziation beim Ofenbetriebe ohne Bedeutung sei.

Wenn man die Wärme als eine Molekularbewegung ansieht, so ist es erklärlich, das feste Körper oder Flächen, in

eine Flamme gebracht, eine beruhigende, hemmende Einwirkung auf die in heftiger Bewegung befindlichen Gasmolekel ausüben können. Es wird eben durch Attraktion, Adhäsion oder teilweise auch durch direktes Anschlagen der Molekel an diese Wände eine Störung des Verbrennungsprozesses verursacht und Dissoziation herbeigeführt. Bei einem im Anheizen begriffenen Ziegelofen ist diese Erscheinung auch zu beobachten.

Nach Stegmanns „Die Gasfeuerung und die Gasöfen" ist es augenscheinlich, daß, wenn ein Gasvolumen sich über einen gewissen Grad seiner Dichte hinaus ausdehnt, die einzelnen Gasmolekel, welche das Volumen bilden, sich voneinander entfernen. Dies ist nichts anderes als eine zweite Art der Verdünnung, welche in einer ähnlichen Weise wirkt, wie wenn dasselbe Gas bei gleichbleibendem Volumen durch Hinzumischen eines indifferenten Gases verdünnt wird. In beiden Fällen nämlich wird die Entzündbarkeit des Gases vermindert, auf der einen Seite durch Entfernung der Molekel der verbindungsfähigen Gase voneinander, auf der anderen durch dichtere Einhüllung derselben in solche Gasmassen, welche die chemische Affinität jener abschwächen. Während so die Natur der Gase durch die Diffusion der Verbrennung förderlich sein kann, wirkt sie dieser durch die Tendenz der Ausdehnung auch wieder entgegen. Dies ist so wichtig, daß man bei der Heizung mit Gasen auf diesen Umstand Rücksicht nehmen und den Verbrennungsprozeß so leiten muß, daß im Moment der physikalischen Vereinigung von Gas und Luft die Wirkungen der Ausdehnungen auch zum Ausdruck kommen können, um so die chemische Vereinigung der Brennstoffsubstanz zu befördern[1]). Dies kann nur dadurch geschehen, daß die Gase kurz vor ihrem Eintritt in den Verbrennungsraum so zusammengeführt werden, daß die bis dahin

---

[1]) Diese Äußerung Stegmanns spricht für den Wert einer auf theoretischer Basis aufgebauten Berechnungsweise von Gasöfen.

getrennten Ströme von Gas und Luft in dünnen Schichten aufeinander treffen, wobei eine so innige Durchmischung stattfindet, daß die Entzündung erfolgt, an die sich eine Ausdehnung der Gase anschließt.

Interessant sind für das Gebiet der Dissoziation auch die Versuche Cailletets, welcher die einem Schweißofen über dem Herde entnommenen Verbrennungsgase untersuchte. Cailletet berichtet, daß an dieser Stelle des Ofens die Hitze so hoch war, daß das Auge den Glanz der Weißglut nicht ertragen konnte. Bei der Entnahme des Gases wurde die Vorsicht gebraucht, dieses durch ein Rohr mit Wasserkühlung abzuziehen, so daß das Gas schnell unter die Entzündungstemperatur abkühlte und die etwa dissoziierten Elemente sich nicht wieder verbinden konnten. Die Analyse der so erhaltenen Gase ist nachstehend unter der Rubrik A mitgeteilt, unter B aber eine solche des Gases, nachdem es einen Kanal von 15 m Länge passiert und sich unter 500 ° C abgekühlt hatte.

| | A | B |
|---|---|---|
| O . . . . . . . . . . | 13,15 | 7,65 |
| CO . . . . . . . . . . | 3,31 | 3,31 |
| $CO_2$ . . . . . . . . . | 1,04 | 7,41 |
| N durch Differenz berechnet | 82,50 | 81,63 |
| | 100,00 | 100,00. |

Eine Vergleichung dieser beiden Analysen zeigt, daß der Sauerstoff nach Abkühlung des Gases um beinahe die Hälfte vermindert ist; daß er weiter das CO unverändert gelassen, dagegen die in den Verbrennungsgasen enthalten gewesene, aus der Dissoziation der Kohlensäure herrührende, fein zerteilte Kohle vollständig verbrannt ist, oder daß das dissoziiert gewesene Element sich bei der Abkühlung unter dem Dissoziationspunkt wieder vereinigt hat.

Die Cailletet'sche Untersuchung erklärt die Erscheinung, daß in Öfen mit hohen Temperaturen die Flamme eine oft auffällige Länge annimmt und in solchen Teilen

derselben noch sichtbar wird, die vom Herde des Feuers viel zu weit abliegen, um unter gewöhnlichen Verhältnissen von der eigentlichen Herdflamme noch erreicht zu werden. Das Material der Flamme besteht in diesem Falle eben lediglich aus den durch Zersetzung frei gewordenen Elementen, die sich bei der Abkühlung unter den Dissoziationspunkt wieder vereinigen und damit die bei der Zersetzung gebundene Wärme wieder fühlbar machen.

Die zu 6750° C berechnete Temperatur der Verbrennung des H in O (Knallgas) zu $H_2O$ wurde versuchsweise von Deville und Debray bestimmt, aber nur mit 2500° C gefunden. Bunsen verbrannte im geschlossenen Gefäße bei 10 Atmosphären Druck, also unter sehr günstigen Verhältnissen, dasselbe Gas und erreichte 2844° C. Die Verbrennungsprodukte bestanden aus $CO_2$ und $H_2O$.

A. de Boichevalier meint, daß die Dissoziation allerdings das Bestehen einer Temperatur von 3000° C und darüber nicht gestatte, daß sich aber diese höhere Temperatur im Ofen in eine entsprechende Verlängerung der heißesten Zone umsetzen werde.

An dieser Stelle sei wieder auf Tyndall's hochinteressantes Werk: „Die Wärme als eine Art der Bewegung" verwiesen.

Der ganze Verbrennungsprozeß wie die verschiedenen Erscheinungen bei demselben erklären sich wohl am besten durch die bereits erwähnte Molekularbewegung der beteiligten Gasarten. Die chemisch oder elektrisch angeregten Molekel befinden sich in heftiger Oszillations-, Rotations- oder anderweitigen Bewegung.

Alle diese Deduktionen haben naturgemäß nur einen rein theoretischen Wert, da jedem praktischen Feuerungstechniker bekannt ist, daß es bis heute kein Material gibt, welches Temperaturen von über 2500° C widerstehen kann, ja daß selbst unsere besten XX-Schamotten (vgl. Wilcke, „Der Bau der Feuerungen" Seite 23) nur Temperaturen von 2000 bis 2200° C auszuhalten vermögen und auch nur kurze Zeit.

## Entzündbarkeit, Brennbarkeit und Flammbarkeit der Brennstoffe.

Je leichter ein Körper in Brand gesetzt werden kann, um so größer ist seine Entzündbarkeit. Je schwerer sich ein in Brand gesetzter Brennstoff ablöschen läßt, um so größer ist seine Brennbarkeit. Beide Eigenschaften sind von der chemischen Beschaffenheit und Dichte abhängig. Je poröser und undichter das Brennmaterial ist, je weniger Feuchtigkeit und je mehr Wasserstoffgas es enthält (letzteres ist sehr leicht entzündlich), um so größer ist in den meisten Fällen sowohl die Entzündbarkeit als auch die Brennbarkeit.

Die Eigenschaft einiger Brennmaterialien, bei ihrem Verbrennen eine leuchtende Flamme zu zeigen, nennt man „Flammbarkeit". Gerade diese Eigenschaft eines Brennstoffes interessiert hier weniger, weil es sich bei unseren Untersuchungen mehr um den Wärmeeffekt handelt, weshalb hier unter „Flammbarkeit" die Eigenschaft des Brennmateriales, mit möglichst langer Flamme zu verbrennen, verstanden werden soll.

Je wasserstoffreicher der Brennstoff ist, desto „flammbarer" ist er.

Bunsen fand, daß das leichteste aller Gase, der Wasserstoff, die größte Fortpflanzungsgeschwindigkeit von 34 m pro Sekunde besitzt. Das schwerste Gas, die Kohlensäure, dagegen erreicht nur 1 m pro Sekunde. Dies ist der Grund, weshalb Kohlenwasserstoffe mit lebhafterer und längerer Flamme als $CO$ verbrennen, und weshalb auch die Entzündbarkeit wie die Brennbarkeit eines Brennstoffes mit dem Wasserstoffgehalte wachsen und kohlenwasserstoffhaltige Kohlen eine längere Flamme zeigen als gasarme. Unter solchen Umständen ist anzunehmen, daß auch die Mischung von Gas und Luft sehr rasch vonstatten geht, so daß man bei hoher Erhitzung von Gas und Luft, wie sie speziell in Regenerativöfen auftritt, die beiden Medien gar nicht so gründlich zu mischen braucht. Ja, bei kurzflammigem Gas kann es sogar erwünscht sein, wenn die Mischung nicht allzustark ist.

Die durchschnittliche Geschwindigkeit der Atome verschiedener Gase ist nach Clausius bei der Temperatur schmelzenden Eises für:

| | Fuß in der Sekunde |
|---|---|
| Sauerstoff . . . . . | 1514 |
| Stickstoff . . . . . | 1616 |
| Wasserstoff . . . . | 6050. |

Letztere Beobachtung bestätigt die von Joule im Jahre 1848 gemachte, für Wasserstoffatome mit 6055 Fuß in der Sekunde.

Nach Tyndalls kinetischer Gastheorie hat man sich einen luftförmigen Körper als einen solchen vorzustellen, dessen Teilchen in geradlinigen Bahnen durch den Raum fliegen und teils aneinander, teils gegen die Wände des von ihnen erfüllten Raumes stoßen. Bringt man eine zur Hälfte mit Luft gefüllte Blase unter die Glocke der Luftpumpe und macht diese luftleer, so schwillt die Blase. Diese Ausdehnungsbewegung wird durch den Anprall winzig kleiner Wurfgeschosse gegen die innere Fläche hervorgebracht. Sobald wieder Luft in die Glocke gelassen wird, schrumpft die Blase zu ihrer früheren Gestalt zusammen. Hierin ist ebenfalls das Werk der Luftteilchen zu erblicken, welche, von außen gegen die Wandung der Blase anstürmend, diese nach innen treiben und gleichzeitig die Luftatome innerhalb der Blase zwingen, zu konzentrieren. Am Ende werden sich die Kraft von innen und die Kraft von außen aufwiegen und die Hülle wird in Ruhe bleiben. Nach Vorstehendem wären also alle Einwirkungen, die wir von erwärmter Luft oder Dampf erfahren, dem Stoß der Gasatome zuzuschreiben, und der Eindruck, den man zum Beispiel beim Eintreten in den heißen Raum eines türkischen Bades empfängt, würde durch das „Bombardement" der Atome gegen die Haut des Körpers hervorgerufen.

Bezeichnet man mit:

$M_1$ und $M_2$ die Massen zweier verschiedener Gase,

$V_1$ und $V_2$ die Geschwindigkeiten ihrer Molekel,

$T_1$ und $T_2$ die absoluten Temperaturen,

so ist nach Naumann:

$$\frac{M_1 \cdot V_1^2}{M_2 \cdot V_2^2} = \frac{T_1}{T_2}.$$ [1]

Ist $T_1 = T_2$, so wird

$$\frac{V_1}{V_2} = \sqrt{\frac{M_2}{M_1}},$$

d. h. bei gleicher Temperatur verhalten sich die Geschwindigkeiten der Molekel verschiedener Gase umgekehrt wie die Quadratwurzeln aus ihren Massen.

Die Molekularbewegung der Gase ist von besonderer Bedeutung für den Konstrukteur von Öfen für hohe Temperaturen; sie wurde bis heute allerdings erkannt, nicht aber genügend gewürdigt.

Die absoluten Werte der Molekulargeschwindigkeiten lassen sich nach R. Clausius aus der Gleichung

$$p = \frac{1}{3} N M \cdot V^2 \qquad (1)$$

bestimmen. NM bedeutet die Masse in der Volumeinheit. 1 cbm Luft wiegt 1,2932 kg bei einem Drucke von 760 mm Hg, d. h. von 10334,5 kg auf den Quadratmeter und bei $0^{\circ}$.

Bei gleichem Druck und jeder anderen Temperatur t ist nach dem Gay-Lussac'schen Gesetz die Masse der Volumeinheit Luft $N M = \frac{1,293 \times 275}{(275 + t)}$ kg.

Für jedes andere Gas von der auf Luft als Einheit bezogenen Dichte d ist bei einem Druck von 760 mm und bei einer Temperatur von $t^{\circ}$ die Masse der Volumeinheit

$$NM = \frac{1,2932 \times 275 \times d}{(275 + t)} \text{ kg.} \qquad (2)$$

Dabei ist der Druck auf die Flächeneinheit, von 10334,5 kg auf den Quadratmeter, in Gravitationsmaß gegeben. Um ihn in gleichem Grundmaß wie die Geschwindigkeit auszudrücken, ist derselbe mit der Beschleunigung der Schwere $g = 9,80896$ zu multiplizieren, wonach

$$p = 9,80896 \times 10334,5 \text{ Dynen oder Krafteinheiten.} \qquad (3)$$

[1] Thermochemie, S. 40. Gleichung 12.

Setzt man diese Werte von NM aus der Gleichung (2) und von p aus der Gleichung (3) in die Gleichung (1) $p = \frac{1}{3} NM \cdot V^2$ ein, so hat man

$$9{,}80896 \times 10\,334{,}5 = \frac{1{,}2932 \times 275 \times d}{3\,(275 + t)} \cdot V^2, \text{ daraus}$$

$$V^2 = \frac{3 \times 9{,}80896 \times 10\,334{,}5\,(275 + t)}{1{,}2932 \times 275 \times d} = 235163 \cdot \frac{(275 + t)}{275\,d} \text{ und}$$

$$V_t = 485\,m \sqrt{\frac{(276 + t)}{275\,d}} \quad (4) \text{ und für } t = 0^0$$

$$V_0 = 485\,m \sqrt{\frac{1}{d}}. \qquad (4)$$

Will man in die Gleichung (4) statt des spezifischen Gewichtes d das Molekulargewicht M einführen, so ist, da für jedes Gas das Molekulargewicht M das 28,943 fache des spezifischen Gewichtes beträgt, für d zu setzen $\frac{M}{28{,}943}$, wonach

$$V_t = 485\,m \sqrt{\frac{(275 + t)\,28{,}943}{275\;M}} \text{ wird.}$$

Läßt man den Faktor $\sqrt{28{,}943}$ in die Konstante übergehen, so wird:

$$V_t = 2609\,m \sqrt{\frac{(275 + t)}{275\;M}} \qquad (5)$$

und für $t = 0^0$

$$V_0 = 2609\,m \sqrt{\frac{1}{M}}.$$

An Hand dieser Formel erhält man für $0^0$ die Molekulargeschwindigkeiten in einer Sekunde für Wasserstoff = 1844 m, für Sauerstoff = 461 m, für Stickstoff = 492 m, für Kohlenoxyd = 490 m und für Kohlensäure = 391 m.

Diese Zahlen bedeuten die Geschwindigkeit des mittleren Quadrats; sie geben für alle Molekel zusammen die gleiche lebendige Kraft, wie die wirklich auftretenden verschiedenen

Geschwindigkeiten der einzelnen Molekel des nämlichen Gases.

Wenn die Gasmolekel nun wirklich mit solchen Geschwindigkeiten in derselben Richtung fliegen würden, so müßte beispielsweise, wenn es sich um Luftmolekel handelt, ein Wind auftreten, der an Geschwindigkeit etwa derjenigen einer abgeschossenen Kanonenkugel gleich käme. Tatsächlich fliegen aber die Molekel nach verschiedenen Richtungen umher und stoßen bei ihrer ungeheuren Zahl sehr häufig aneinander. Nach jedem Stoß entfernen sie sich wieder in neuen Richtungen. Infolge dieser häufigen Änderung der Bewegungsrichtungen ist trotz der großen Geschwindigkeit der Molekel eine geringe Wirkung zu bemerken.

Stellt man sich nun die Bewegung der Molekel wie eben geschildert vor und berücksichtigt, daß mit der Zunahme der Gastemperaturen die Bewegungen der Molekel lebhafter werden, so wird man zu folgenden Schlüssen geführt.

1. Je höher Gas und Luft vor ihrem Zusammentritt erwärmt werden, desto leichter wird sich das Gas entzünden, und desto höher wird die Verbrennungstemperatur sein[1]).

2. Werden Gas und Luft in derselben Richtung dem Verbrennungsraume zugeführt, so wird infolge der verhältnismäßig geringen Geschwindigkeitsdifferenzen von Sauerstoff, Stickstoff und Kohlenoxyd[2]) die Verbrennung des Gases erschwert. Wasserstoff und die Kohlenwasserstoffe werden rasch zwischen den übrigen Gasmolekeln durchschießen, auf solche Art eine lebhaftere Bewegung aller Gasmolekel veranlassen, daher die Verbrennung des brennbaren Gasgemisches begünstigen und zugleich eine lebhaftere und insbesondere längere Flamme erzeugen.

3. Führt man Gas und Luft unter einem Winkel zu-

---

[1]) Man braucht dabei nur den Begriff, daß Wärme „Bewegung" ist, festzuhalten.

[2]) Die Geschwindigkeit der Kohlenwasserstoffe liegt zwischen jener des Kohlenoxydes und des Wasserstoffes.

sammen, so vollzieht sich die Verbrennung um so lebhafter, je größer der Winkel ist, das Maximum wird bei 180°, d. h. wenn Gas und Luft sich im Gegenstrome aufeinander zu bewegen, erzielt. In solchen Fällen wird eine lebhafte Bewegung der Gasmolekel eintreten, die Verbrennung durch das Aneinanderprallen der Molekel der brennbaren Gase an jene der Luft begünstigt, die Temperatur der Verbrennung gesteigert, die Abnutzung des Mauerwerkes aber durch die Temperaturwirkung wie durch die Reibung infolge der lebhaften Molekularbewegung ganz bedeutend vermehrt.

4. Die Teilung von Gas und Luft in mehrere, nebeneinander alternierend in den Verbrennungsraum eintretende Stränge wird die Verbrennung nicht mehr begünstigen, wie die Führung der beiden Medien übereinander in je einem Raume von annähernd der Breite des Herdenraumes an jener Stelle, wo der Zutritt stattfindet.

5. Ob Gas über Luft oder Luft über Gas dem Herde zugeführt wird, ist mit Rücksicht auf die Verbrennung gleichgültig. Erstere Art der Zuführung begünstigt die Behandlung, z. B. das Frischen eines Metalls, letztere Art bedingt die Schonung des Gewölbes. Die Verschiedenheit der spezifischen Gewichte der beiden Medien kommt hierbei, eben infolge der scharfen Molekularbewegung der beiden hoch erhitzten Medien, nur in ganz untergeordnetem Maße zur Wirkung.

6. Dagegen leidet das Mauerwerk des Ofens an der Stelle, wo es vom Gase bestrichen wird, mehr wie an der von der Verbrennungsluft berührten Stelle, weil die Molekularbewegung des Gases immer eine bedeutendere sein wird wie jene der Luft. Je langflammiger das Gas, desto mehr wird das Mauerwerk angegriffen.

### Diffusion der Gase.

Wenn man mehrere Gase von verschiedener Dichte, welche keine chemische Wirkung aufeinander ausüben, in einen Raum bringt, so lagern sie sich anfangs wie die tropfbaren Flüssigkeiten nach ihren Dichten übereinander,

dann aber breitet sich ein jedes Gas im Raume so aus, als ob es in demselben allein vorhanden wäre. Jedes einzelne Gas behält in der Mischung seine Spannkraft bei, weshalb der Druck, den die Mischung ausübt, gleich der Summe der Spannungen der Gemengteile ist.

Dieses von Dalton aufgestellte Gesetz hat Berthollet durch direkte Versuche bestätigt gefunden, indem aus einem mit Wasserstoff gefüllten Glasballon genau so viele Teile in einen mit Kohlensäure gefüllten wanderten, als aus diesem in den ersten übertraten.

Ein Gas verhält sich gegen ein anderes wie ein poröser Körper und stellt der Ausbreitung nur ein mechanisches Hindernis entgegen. Die Mischung erfolgt beim Wasserstoff am schwersten. Die Zeiten, in welchen ein Gas durch eine enge Öffnung dringt, um sich mit anderen zu mischen, sind um so größer, je größer die Dichte des Gases ist. Auch durch poröse Scheidewände getrennte Gase mischen sich. Diesen Vorgang bezeichnet man als Diffusion.

Die Erscheinung der Diffusion ist für die Verbrennung im allgemeinen und für die Gasfeuerung im besonderen von großer Wichtigkeit, sie entspricht augenscheinlich der Grundbedingung des Verbrennungsprozesses, daß die Brennstoffe mit dem Sauerstoff behufs chemischer Verbindung in unmittelbare Berührung treten müssen. Tatsächlich sollte das wohl nur dann der Fall sein, wenn jene in vollkommen gasförmigem Zustande mit dem Sauerstoffgase resp. der atmosphärischen Luft in die Verbrennung eintreten. Bei der hohen Geschwindigkeit, mit welcher sich die Gase im Raume bewegen und sich durchdrängen, muß, wenn die Brennstoffsubstanz eine rein gasförmige ist, in kaum meßbarer Zeit jedes CO- und jedes H-Molekul mit einem O-Molekul zusammentreffen und sich mit demselben verbinden, wenn sonst die Bedingungen erfüllt sind, unter welchen chemische Verbindungen stattfinden können.

Nach Naumann steht die Ausflußgeschwindigkeit und Diffusionsgeschwindigkeit von Gasen im umgekehrten Verhältnis der Quadratwurzeln aus den spezifischen Gewichten

oder Molekulargewichten, ist demnach direkt proportional den Geschwindigkeiten der Molekel. Bezüglich der Diffusion der Gase durch poröse Scheidewände gegen Luft sind nachfolgend die diesem Gesetze gemäß berechneten Werte mit den aus den Versuchsergebnissen abgeleiteten Werten nach Graham zusammengestellt.

| Gase | Spezifisches Gewicht = d | $\sqrt{\frac{1}{d}}$ | Entwichenes Gasvolum für 1 Volum eingetretene Luft |
|---|---|---|---|
| Wasserstoff . . . . . . . | 0,0694 | 3,7947 | 3,83 |
| Kohlenwasserstoff . . . . . | 0,555 | 1,3414 | 1,344 |
| Ölbildendes Gas . . . . . | 0,972 | 1,0140 | 1,0191 |
| Kohlenoxyd . . . . . . . | 0,972 | 1,0140 | 1,0149 |
| Stickstoff . . . . . . . . . | 0,972 | 1,0140 | 1,0143 |
| Sauerstoff . . . . . . . . . | 1,111 | 0,9487 | 0,9487 |
| Schwefelwasserstoff . . . . | 1,1805 | 0,9204 | 0,95 |
| Stickstoffoxydul . . . . . . | 1,527 | 0,8091 | 0,82 |
| Kohlensäure . . . . . . . | 1,527 | 0,8091 | 0,812 |
| Schweflige Säure . . . . . | 2,222 | 0,6708 | 0,68 |

Auch die Diffusion der Dämpfe durch Tonzellen findet wie bekannt nahezu im umgekehrten Verhältnis der Quadratwurzeln ihrer Dichten statt, wie Versuche mit Wasser, Alkohol und Äther lehren.

## Wärmeaufnahme, Wärmeleitung und Wärmeausstrahlung der Körper.

Bei der Wärmeaufnahmefähigkeit spielen die Dichte der Körper, die Beschaffenheit der Oberfläche und auch die Farbe eine Rolle. Berühren sich zwei Körper, so wird die Wärme des einen auf den anderen durch Leitung übertragen, findet eine unmittelbare Berührung nicht statt, so kann die Wärmeübertragung nur durch Strahlung geschehen. Findet die Wärmeleitung[1]) nur innerhalb eines Körpers statt, so spricht man von einer inneren Wärmeleitung. Erfolgt

[1]) Vgl. Peclet: Handbuch der Wärme.

jedoch die Wärmeabgabe an einen unmittelbar daranstoßenden, so hätte man es mit äußerer Wärmeleitung zu tun.

Die innere Wärmeleitung hängt vom Querschnitte, von der Temperatur und von der Natur der Körper ab. Stäbe gleicher Abmessung verschiedener Stoffe einem bestimmten Temperaturunterschied ausgesetzt, lassen die Wärmemenge bestimmen, welche in der Zeiteinheit durch den Querschnitt geleitet wird, und diese Größe als Maß des inneren Wärmeleitungsvermögens verwenden.

Unter dem inneren Wärmeleitungskoeffizienten versteht man jene Wärmemenge in Grammkalorien $\left(\frac{1}{1000}\text{Kal.}\right)$, welche durch einen Würfel von 1 cm Seitenlänge in der Minute hindurchgeht, wenn zwei gegenüberstehende Flächen desselben eine Temperaturdifferenz von 1° C besitzen. In nachstehender Tabelle gibt die Zahl K die Anzahl Milligramm Wasser an, welche von 0° auf 1° durch jene Wärmemenge gebracht werden können, die eine ebene Platte von 1 mm Dicke, deren beide Seiten um 1° C verschiedene Temperaturen besitzen, in der Sekunde auf den Quadratmillimeter Fläche hindurchläßt.

| | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Eisen. . . . | bei | 0° | Temp. | K = 19,88 | nach | Angström |
| | „ | 100 | „ | „ = 14,17 | „ | „ |
| Schmiedeeisen | „ | 0 | „ | „ = 20,70 | „ | Forbes |
| | „ | 50 | „ | „ = 17,72 | „ | „ |
| | „ | 100 | „ | „ = 15,67 | „ | „ |
| | „ | 150 | „ | „ = 14,47 | „ | „ |
| | „ | 200 | „ | „ = 13,57 | „ | „ |
| | „ | 275 | „ | „ = 12,40 | „ | „ |
| Zement . . . | „ | — | „ | „ = 0,01625 | „ | „ |
| Quarzsand fein | „ | — | „ | „ = 0,0131 | „ | „ |
| atm. Luft . . | „ | 0 | „ | „ = 0,00513 | „ | Winkelmann |
| | „ | 100 | „ | „ = 0,00653 | „ | „ |

Aus diesen Zahlen kann man die durch einen bekannten Querschnitt durchgehende Wärmemenge W in allen Fällen mittels der folgenden Gleichung berechnen:

$$W = K \cdot z \cdot q \cdot \frac{t_2 - t_1}{d},$$

wenn der fragliche Querschnitt = q in qmm, der Abstand der Endflächen (die Dicke der Platten) = d in mm, die Temperatur an beiden Enden = $t_1$ und $t_2$, die Zeitdauer in Sekunden = z, der Wärmeleitungskoeffizient = K ist.

Bei seinen Versuchen über die Wärmeleitungsfähigkeit unter Benutzung feuerfester Materialien fand Pennack in Syracuse, NY. (Ver. Staaten) (Österreichische Zeitschrift für Berg- und Hüttenwesen 1897, S. 67), daß die Leitungsfähigkeit solcher Materialien in folgender Reihenfolge sinkt: Magnesit aus Griechenland 345°, Magnesit aus Amerika 314°, Quarzziegel 182° und Koksofenziegel belgischer Erzeugung 167°. Die vorstehenden Zahlen geben das Mittel der Temperaturangaben, welche auf den in die Probekörper eingesetzten Thermometern abgelesen wurden.

Auch über die Ausdehnung und die Schmelzbarkeit der feuerfesten Materialien finden sich in der erwähnten Arbeit Angaben:

Über den Wärmedurchgang durch zylindrische Rohrwände[1]) sei „Des Ingenieurs Taschenbuch" (Hütte) folgendes entnommen.

Die gleichmäßig höhere Temperatur $t_1$ herrsche innerhalb, die Temperatur $t_2$ außerhalb des Rohres.

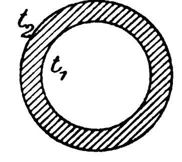


Fig. 1.

Ferner bezeichne:

d den inneren } Durchmesser des
D den äußeren } Rohres in Metern,

l die Rohrlänge in Metern und $\alpha_1$ $\alpha_2$ die Wärmeübergangskoeffizienten der beiden Fluida. (Für Luft [Gase, überhitzte Dämpfe] im Ruhezustande ist $\alpha = 4$, kann jedoch auch zwischen 2 und 4 wechseln; wenn das Gas sich bewegt [strömt], ist $\alpha = 2 + 10\sqrt{v}$, worin $v$ die Strömungsgeschwindigkeit), die konstante Rohr-

[1]) Die betr. Zahlen müssen bei Berechnung der Rekuperatoren ermittelt werden.

dicke sei $d = \frac{1}{2}(D-d)$ und die wärmeabgebende Fläche $F = \pi \cdot D \cdot l$ (bei Rekuperatoren $F = \pi \cdot d \cdot l$.)

Es ist: $W = C \cdot F \cdot \tau$ (vgl. unten),

$$\text{wobei } \frac{1}{C} = \frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{D}{d} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{D}{2\lambda} \ln \frac{D}{d}.$$

C = Wärmedurchgangskoeffizient, d. i. der Wärmedurchgang in Kalorien für den Quadratmeter Fläche in der Stunde und 1° C Temperaturunterschied.

$$\text{Für } \frac{\delta}{d} \leqq 0{,}05 \text{ genügt } \frac{1}{C} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta}{\lambda}$$

$\lambda$ = Wert des Gesamt-Leitungskoeffizienten und zwar für:

| | | | |
|---|---|---|---|
| Bruchsteinmauerwerk | 1,3÷2,1 | Kokspulver . . . . . | 0,16 |
| Eisen . . . . . . | 60 | Kupfer . . . . . | 260 |
| Gasretorten-Graphit . | 4,96 | Luft (eingeschlossen) | 0,04 |
| Gipsmörtel (Stuck) . | 0,4÷0,63 | Quarzsand . . . . | 0,27 |
| Glas . . . . . . . | 0,57÷0,88 | Schlackenwolle . . | 0,101 |
| Holzasche . . . . | 0,06 | Ton (gebrannt) . . | 0,5÷0,7 |
| Holzkohlenpulver . . | 0,079 | Ziegelmauerwerk . | 0,7 |
| Kalkstein, feinförmig | 1,7÷2,1 | | |

### Wärmedurchgang durch Vollmauern.

Es sei:

$$W = C \cdot F \cdot \tau; \text{ worin } \tau = t_1 - t_2 \text{ in Grad C.}$$

$$C = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta}{\lambda}.$$

Für Ziegelmauerwerk ist $\lambda = 0{,}7$. Für Bruchsteinmauerwerk $\lambda = 1{,}3 \div 2{,}1$ je nach der Dichtigkeit der Steinart.

Für Zwischenmauern ist $\alpha_1 = \alpha_2 = 8$, für Außenmauern $\alpha_1 = 8$ und $\alpha_2 = 10$ bzw. bei starkem Wind $\alpha_2 = \infty$.

Die mit diesen Daten berechneten Werte von C sind zur Sicherheit um 10% zu erhöhen.

---

Die Wärmeausstrahlung pro Oberflächen- und Zeiteinheit ist unabhängig von der Größe des Körpers und seiner Form, wenn keine zurückspringenden Teile vorhanden, ab-

hängig von dem Uberschusse der Temperatur über die der Umgebung und dem absoluten Wert der letzteren.

Der durch die Berührung mit der Luft vermehrte Wärmeverlust ist abhängig von dem Temperaturüberschusse des Körpers über den der Umgebung, sowie von der Form und den Dimensionen des ersteren.

---

### Über Heizversuche,

deren Resultate und die Verwendung letzterer bei Berechnung von Ofendimensionen.

Trotzdem Heizversuche, welche eine ziemlich umständliche Arbeit beim Ofen und eine noch umständlichere Rechnung voraussetzen, von den Konstrukteuren kaum je gemacht wurden, sind doch bei den bestehenden Öfen meist ganz vorzügliche Resultate erreicht worden. Beweis dafür ist die Tatsache, daß die meisten neueren Regenerativöfen mehr oder weniger Kopien bestehender Öfen, nicht aber Originalkonstruktionen sind, ja sogar bei Neubauten entnimmt man noch heute die Dimensionen vorhandenen Öfen unter Berücksichtigung der bestehenden Ortsverhältnisse und etwaiger Wünsche des Bestellers. Dabei fehlt es allerdings auch nicht an Modifikationen der Systeme, die sich zu besonderen Spezialitäten herausgebildet haben, die aber trotz alledem einer auf wissenschaftlicher Basis beruhenden Dimensionierung entbehren. Es ist übrigens auch sehr schwer, eine derartige Berechnung durchzuführen, und nur Versuche an bestehenden Feuerungen werden uns diesem Ziele näher bringen.

Nur durch die Gasanalyse kann eben festgestellt werden, welche Kohle die vorteilhafteste und welcher Gang in den Generatoren der gewinnbringendste ist, und zwar werden die Analysen im Anfange immer vollständig sein müssen, um daraus die wissenschaftlichen Prinzipien des ganzen Betriebes festzustellen. Wie bei anderen technischen Prozessen ist es auch hier nur die Erkenntnis der wissenschaftlichen Grundlagen, welche uns die Gewalt über den Betrieb gibt, viel weniger die so

viel gerühmte langjährige Erfahrung. Zur Kontrolle des Ganges eines Generators werden dann später naturgemäß keine vollständigen Analysen mehr nötig sein, sondern es wird die Bestimmung einzelner Bestandteile, namentlich der $CO_2$ schon zur Beurteilung des Ganges genügen[1]).

Wenn man nach vorstehendem aber den Gang des Generators kontrollieren will, warum soll man nicht auch den Gang des Regenerativofens einer Kontrolle unterziehen? Macht man am Regenerativofen Versuche, um dessen Gang und damit alle Vorgänge in demselben kennen zu lernen, warum soll man dann nach Feststellung der betreffenden Vorgänge nicht in der Lage sein, die Ofenkonstruktion diesen Vorgängen anzupassen?

Professor M. F. Krans an der Universität Löwen führt in seinen „Études sur le four à gaz et à chaleur régéneré de M. Siemens" einige Berechnungen durch, welche für die vorliegende Arbeit von Wert sind.

Er fand für die Generatorgase in Saint-Gobain folgende Zusammensetzung:

| | In Volumprozenten | | | In Gewichtsprozenten | |
|---|---|---|---|---|---|
| $CO$ | 24,2 | 34,6 | verbrennbare Gase | 25,888 | 27,841 |
| $H$ | 8,2 | | | 0,621 | |
| $C_2H_4$ | 2,2 | | | 1,332 | |
| $CO_2$ | 4,2 | 65,4 | | 7,035 | 72,159 |
| $O$ | 61,2 | | | 65,124 | |
| | 100,0 | | | 100,0 | |

[1]) Einen Apparat zur schnellen Kontrolle des Ganges der Gasgeneratoren, welcher hauptsächlich in einer raschen Bestimmung des Kohlensäuregehaltes besteht, beschreibt Dr. W. Thörner in „Stahl und Eisen" 1890. Zu einem abgeschlossenen, bekannten Gasvolumen kann man so viel Kubikzentimeter Kali- oder Natronhydratlösung laufen lassen, als Kubikzentimeter Kohlensäure im Gasgemische enthalten sind, ohne daß eine Veränderung des Gasdruckes eintreten wird. Vermag man also die Absorptionsflüssigkeit schnell und genau zu messen, so ist das Ziel erreicht. Eine Tabelle hilft, das Resultat auf 0° C und 760 mm Barometerstand reduziert, korrigieren. Die Resultate sind genügend genau.

Die Zusammensetzung der Steinkohle war:

C: 84,380, H: 6,168, O: 6,898, N usw.: 2,554, Summe: 100,000.

Auf 100 kg Steinkohle ist die Gasmenge: 602,169 kg.

| | | | |
|---|---|---|---|
| CO . . . . | 155,874 | darin | C = 66,803 |
| $CO_2$ . . . . | 42,386 | „ | C = 11,560 |
| $CH_4$ . . . . | 8,023 | „ | C = 6,016 |
| H . . . . | 3,741 | | C = 84,379 |
| N . . . . | 392,145 | | |
| | 602,169 | | |
| $H_2O$ . . . . | 3,789 | | |
| H im Wasser . | 0,421 | | |

Verbrennungsluft + 20 % Überschuß.

| | |
|---|---|
| O . . . . . | 181,309 kg |
| N . . . . . | 607,382 „ |

Die Wärmekapazität ist:

| | kg | spez. Wärme | |
|---|---|---|---|
| CO . . . . | 155,877 × | 0,2479 = | 38,657 |
| $CO_2$ . . . . | 42,386 × | 0,2164 = | 9,173 |
| $CH_4$ . . . . | 8,023 × | 0,5929 = | 4,755 |
| H . . . . . | 3,741 × | 3,4046 = | 12,734 |
| N . . . . . | 392,145 × | 0,2440 = | 95,684 |
| | | | 161,003 |

Verbrennungsluft + 20 % Überschuß.

| | | | |
|---|---|---|---|
| O . . . . . | 181,309 × | 0,2182 = | 39,56 |
| N . . . . | 607,382 × | 0,2440 = | 148,20 |
| | | | 187,76 |

Bei der Erzeugung der Gase werden entwickelt:

| | | | |
|---|---|---|---|
| 66,803 C | zu CO | = 165 571 | Kalorien, |
| 11,560 C | „ $CO_2$ | = 93 405 | „ |
| 0,421 $H_2$ | „ $H_2O$ | = 14 568 | „ |
| | | 273 544 | Kalorien. |

Die ganze kalorische Kraft der Kohle ist:

| | | | |
|---|---|---|---|
| 84,38 C | zu $CO_2$ | = 681 790 | Kalorien, |
| 6,168 H | „ $H_2O$ | = 181 171 | „ |
| | | 862 961 | Kalorien. |

Es werden somit $\frac{273\,544}{862\,961} \times 100 = 31{,}6\,\%$ der Gesamtwärme zur Bildung der Generatorgase aufgewendet.

100 kg Kohle entsprechen brennbaren Teilen im Generatorgas, und diese erzeugen Wärme bei ihrer Verbrennung:

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| 155,874 CO | zu $CO_2$ | geben | 374 098 | Kalorien, |
| 8,023 $C_2H_4$ | „ $CO_2$ und $H_2O$ | „ | 104 804 | „ |
| 3,741 $H_2$ | „ $H_2O$ | „ | 108 489 | „ |
| | | Wärmeerzeugung: | 587 391 | Kalorien. |

Die Verbrennungsgase sind:

$CO_2$ : 309,393 kg, $H_2O$ : 47,205 kg, N : 999,527 kg, O : 30,218 kg.

Summe: 1386,343 kg.

Die Wärmekapazität dieser Gase ist: 339,845 Kalorien.

Die höchste Temperatur, welche theoretisch möglich ist, wäre:

$$\frac{\text{Verbrennungswärme: } 587\,391}{\text{Wärmekapazität: } 339{,}845} = 1728^{\circ}\text{ C.}$$

Durch vorstehende Rechnung erhält man die Gasmengen, die Wärmemengen, welche zu deren Gewinnung nötig sind und bei der Verbrennung selbst entwickelt werden.

Krans veröffentlichte dann noch folgenden vom Ingenieur M. P. Marin durchgeführten Versuch an einem Glühofen für Stahl und Eisen in Sougland:

Dort machte man in 24 Stunden 14 Chargen zu 13 Paketen à 50 kg, so daß man 9000 kg Eisen einsetzte, welche 5600 kg fertige, genau beschnittene Ware ergaben.

Der Brennstoffverbrauch stellte sich in 24 Stunden auf: 2000 kg bester Steinkohle von Mons (früher benötigte man 3400 kg der Kohle von Charleroi), demnach 22,22 kg Kohle von Mons pro 100 kg Einsatz oder 35,70 kg derselben Kohle pro 100 kg Ware.

Es wurde angenommen, daß die verwendete Kohle dieselben Resultate gibt wie jene von Saint-Gobain, deren Zusammensetzung ja bekannt war.

Zu bestimmen wäre:

1. der Verlust durch den Essenzug,
2. der Verlust durch Strahlung,
3. die vom Eisen aufgenommene Wärme,
4. die im Ofen angesammelte Wärme.

Die Kohle enthält 10% Asche; somit bleiben verbrannte Kohle in 24 Stunden: 1800 kg.

Die Umsteuerung wurde jede halbe Stunde vorgenommen; somit sind zwischen zwei Umsteuerungen 37,5 kg Steinkohle verbrannt worden.

Die Gase von 100 kg Steinkohle entwickelten, wie oben ermittelt, 587 391 Kalorien; es werden somit 37,5 kg Steinkohle 220,270 Kalorien ergeben.

### 1. Essenverlust.

Die Gase verlassen mit 100° C die Esse.

Das Gewicht der 100 kg Kohle entsprechenden Gasmenge ist 1386 kg, die Wärmekapazität = 339,85 Kalorien.

Für 37,5 kg Kohle erhält man 520 kg Verbrennungsgase und eine Wärmekapazität von 127,50 Kalorien.

Kühlt man die Gase auf 200° C ab, so werden $127{,}50 \times 200 = 25\,500$ Kalorien durch die Esse entweichen, bei Abkühlung bis auf 100° C geht die Hälfte = 12 750 Kalorien verloren. Da es ungemein schwer sein dürfte, die Gase bis auf 100° C abzukühlen, so sei ein Verlust von 25 500 Kalorien angenommen oder pro Stunde 51 000 Kalorien. Baron v. Jüptner und Toldt fanden bei Siemens-Martin-Öfen den Verlust durch die 500° C warmen Essengase:

1. $11^h$ : 168625,9 Kal. oder pro Stunde zirka 15329,6 Kal.[1])
2. $10^h\ 50^t$ : 176854,8 „ „ „ „ „ 16077,7 „ [2])
3. $8^h\ 50^t$ : 138006,4 „ „ „ „ „ 15300,0 „ [2])

[1]) Zeitschrift für Berg- und Hüttenwesen 1888, Nr. 23, 24, 26 bis 33. v. Jüptner-Toldt, Chemisch kalorische Studien über Generatoren und Martin-Öfen.

[2]) Vgl. Zeitschrift für Berg- und Hüttenwesen 1899, Nr. 37 und 38. v. Jüptner, Chemisch-kalorische Studien über Generatoren und Siemens-Martin-Öfen.

6*

Es war somit der Verlust in allen drei Fällen ziemlich übereinstimmend.

2. Verlust durch Strahlung.

Jeder Regenerator ist 2,25 m hoch, 2,25 m lang, 0,40 m breit. Von den 2,03 cbm Fassungsraum jedes Regenerators kommt zirka 1 cbm auf die Ausleger.

1 cbm der Ausleger wiegt 1800 kg, was zugleich das Gewicht der Steine ist, welche die Hitze zurückhalten müssen. Die Kochhitze des Eisens ist 1600° C, die Verbrennungsgase haben gewiß dieselbe Temperatur und geben diese Wärme bis zu einer Temperatur von 100° C im Regenerator ab.

Nach Marin steigt die Temperatur im Regenerator von unten nach oben von 100° auf 1600° C. Die heißeste Partie reicht im Regenerator 0,5 m tief herunter. Die Regeneratoren in Jambes und St. Gobain sind von allen Seiten zugänglich, und da sie über der Hüttensohle stehen, ist dies mit Rücksicht auf die Strahlung die ungünstigste Anordnung.

Die der Abkühlung ausgesetzten Flächen sind:

der Länge nach:

| | | |
|---|---|---|
| 0,36 | m | Mauerdicke (davon 0,3 m Mauerstärke, 0,06 m Sandschichte), |
| 2,25 | „ | Länge eines Regenerators, |
| 0,30 | „ | Abteilungsmauer, |
| 2,25 | „ | Länge eines Regenerators, |
| 0,36 | „ | Dicke der Mauer (davon 0,3 m Mauerstärke, 0,06 m Sandschichte), |
| 5,52 | m | ganze Länge des Ofens, |
| 11,04 | „ | doppelte Länge des Ofens; |

der Breite nach:

| | | |
|---|---|---|
| 0,36 | m | Mauerstärke, |
| 0,40 | „ | Breite eines Regenerators, |
| 0,50 | „ | Raum zwischen Luft und Gas, |
| 0,40 | „ | Breite eines Regenerators, |
| 0,36 | „ | Mauerstärke, |
| 2,02 | m | ganze Breite des Ofens, |
| 4,04 | „ | doppelte Breite des Ofens. |

Die Regeneratorenumfassungsmauern haben somit eine Länge von 15,08 m.

Die Zahlen, welche Marin gefunden und für seine Formel benötigte, waren:

$\varphi$ = Temperatur der Luft . . . . . . . = 25° C,
T = Temperatur im Regenerator . . . . = 1600° C,
t = Temperatur der Oberfläche des Ofens = 230° C.

An der unteren Stelle des Regenerators, wo die innere, mittlere Temperatur 850° C beträgt, war die Temperatur der Oberfläche des Ofens = 160° C. Pro Stunde war die Strahlung = 55498 Kalorien, pro ½ Stunde 27749 Kalorien.

Dies ist für beide Paare Regeneratoren gerechnet worden, ohne Rücksicht darauf, daß nicht beide Paare gleich hoch temperiert sind.

Bei vorerwähnten, ausführlichen Versuchen fand sich folgender Strahlungsverlust:

1. Wärmeentgang durch Leitung und Strahlung 199502,5 Kalorien; pro 100 kg Erzeugung 4300 Kalorien; in diesem Falle wurde Stahl mit 0,239 C und 0,318 Mn erzeugt.

2. Wärmeentgang durch Leitung und Strahlung 163108,7 Kalorien; pro 100 kg Erzeugung 3140 Kalorien; in diesem Falle wurde Stahl mit 0,307 C und 0,490 Mn erzeugt.

3. Wärmeentgang durch Leitung und Strahlung 235440,0 Kalorien; pro 100 kg Erzeugung 5280 Kalorien; in diesem Falle wurde Stahl mit 0,43 C und 0,74 Mn erzeugt.

Um ein richtiges Bild zu erhalten, sei noch die Menge des pro Stunde erzeugten Stahles angegeben.

| | Dauer | | |
|---|---|---|---|
| 1. | 11 Std.: | Stahl pro Stunde erzeugt . . | 424 kg, |
| 2. | 22 „ | „ „ „ „ . . | 472 „ |
| 3. | 9 „ | „ „ „ „ . . | 495 „ |

Die Verbrennungstemperatur der Gase und die Temperatur des flüssigen Stahles waren:

| | | |
|---|---|---|
| im Falle 1 | Gase: 1310° C, | Stahl: 1600° C, |
| „ „ 2 | „ 1095 C, | „ 1410 C, |
| „ „ 3 | „ 1210 C, | „ ? |

Diese Zahlen erklären die obigen Strahlungsverluste. Leider ließ sich die Temperatur des flüssigen Stahles im letzteren Falle nicht mehr ermitteln; dieselbe muß sehr hoch gewesen sein.

3. Die vom Eisen aufgenommene Wärme.

Die spezifische Wärme des Eisens ist = 0,114.

Um 9000 kg Eisen auf 1600° C zu bringen, wird eine Wärme nötig sein, welche folgendem Ansatze entspricht:

$$0{,}114 \times 9000 \times 1600 = 1\,641\,600 \text{ Kalorien.}$$

$\frac{1\,641\,600}{48} = 34\,200$ Kalorien ist die einer halben Stunde entsprechende Wärmemenge.

4. Die im Ofen angesammelte Wärme

stellt sich durch Differenz erhalten auf 134066 Kalorien. Die Wärmeverteilung für 37,5 kg Stückkohle stellt sich:

| | | |
|---|---|---|
| Gesamtwärme . . . . . . . . . . | 323 610 | Kalorien, |
| zur Umwandlung der Kohle in Gas . | 102 594 | „ |
| kalorischer Wert der Generatorgase | 221 016 | Kalorien, |

welcher sich verteilt:

| | | |
|---|---|---|
| 1. Essengasverlust . . . . | 25 000 | Kalorien, |
| 2. Strahlungsverlust . . . | 27 750 | „ |
| 3. vom Eisen aufgenommen . | 34 200 | „ |
| 4. im Ofen angesammelt . . | 134 066 | „ |
| | 221 016 | Kalorien. |

Wärmeausnutzung in Prozenten.

Von den 221016 Kalorien, welche 27,5 kg Steinkohle liefern, wurden verbraucht:

| | | |
|---|---|---|
| vom Essenzug . . . | 11,31 % | 23,86 % |
| von der Strahlung . . | 12,55 % | |
| vom Eisen . . . . . | 15,48 % | 76,14 % |
| im Ofen enthalten . . | 60,66 % | |
| | 100,00 % | 100,00 %. |

Die bei den Jüptner-Toldtschen Versuchen ermittelten Prozentzahlen sind von den von Marin angegebenen verschieden; letztere beiden fanden:

| Verluste durch | Versuchsnummer 1 | 2 | 3 |
|---|---|---|---|
| | in Prozenten | | |
| Essenzug . . . . . . . . | 28,80 | 31,38 | 32,214 |
| Stahl und Schlacke . . . | 15,00 | 19,93 | 12,748 |
| Strahlung und Leitung . . | 46,05 | 38,42 | 55,038 |
| Wassergehalt der Essengase . | 10,13 | 10,27 | — |
| unvollständige Verbrennung der Generatorgase . . | 0,02 | — | — |
| | 100,00 | 100,00 | 100,00. |

Beim Vergleich dieser mit Marins Angaben fällt sofort auf, daß bei dem Versuch Marins 60,66 % der gesamten disponiblen Wärme im Ofen zurückgehalten werden; es sind das pro 30 Minuten 134 066 Kalorien. In 12 Stunden wären somit im Ofen zurückgeblieben:

$$134\,066 \text{ Kalorien} \times 2 \times 12 = 2\,949\,452 \text{ Kalorien.}$$

Somit würden täglich rund 6 Millionen Kalorien und in 15 Tagen $6 \times 15 = 90$ Millionen Kalorien im Ofen zurückgehalten. Dies ist unmöglich! Marin hat übersehen, daß, wenn in einem Siemens-Martin-Ofen die Temperatur von 1600° C, wie er angibt, erreicht ist, keine weitere Wärme im Ofen zurückbleibt. Die ganze Wärme wird vielmehr vom Stahl und von der Schlacke, durch Strahlung und durch Essenzug wieder aufgezehrt. Es müßten sich somit die von Marin angeführten Prozentziffern ganz anders stellen; im Verhältnis etwa:

| | |
|---|---|
| 1. Verlust durch Essenzug . . . . . . | 33 % |
| 2. „ „ Strahlung . . . . . . | 28 % |
| 3. vom Eisen aufgenommene Wärme . . . | 39 % |
| | 100 %, |

was jedoch auch nicht der Wahrheit entsprechen kann, da Posten 2 zu klein und Posten 3 zu groß ist; der Verlust durch Essenzug könnte richtig sein.

Marin berechnet ferner die Temperatur und Wärme,

welche die Gase beim Durchgang durch den Regenerator aufnehmen. Um die Luft höher zu erhitzen als das Gas, wird man dem Luftgenerator eine bedeutendere Größe geben müssen; so erhielt z. B. in der Glasfabrik zu Jambes der Luftgenerator 0,70 m Breite gegen 0,60 m des Gasgenerators. Die mittlere Temperaturerhöhung für Gas und Luft ist:

$$\frac{165\,125}{60{,}38 + 70{,}41} = 1262^{\circ}\ \mathrm{C}.$$

Wenn Gas und Luft mit 0° C in den Regenerator einströmen und gleich hoch im Regenerator temperiert werden würden, so könnte ihre Ausströmungstemperatur 1262° C sein. Nach der Verbrennung wird die Wärmekapazität geringer, nämlich 127,5 [1]) statt 130,7; die Temperatur, welche die Regeneratoren in dem Verbrennungsraume liefern, wird sein: $\frac{165\,125}{127{,}5} = 1295^{\circ}$ C. Gas und Luft kühlen den Regenerator ab, weshalb die Temperaturen der in den Ofen eintretenden Medien nach und knapp vor der Umsteuerung verschieden sein werden. Der Wechsel in der Temperatur wird sich wie folgt ergeben:

Die Verbrennungsgase treten mit 1600° in den Regenerator; sie besitzen:

$$127{,}5 \times 1600^{\circ}\ \mathrm{C} = 204\,000\ \text{Kalorien},$$

wobei 127,5 = Wärmekapazität der Verbrennungsgase ist.

Von diesen 204000 Kalorien nimmt der Essenzug 25000 Kalorien in Anspruch und von dem Reste = 179000 Kalorien die Strahlung der Kammern 13875 Kalorien, so daß in den Regeneratoren 165125 Kalorien bleiben; das ist die für die Temperaturerhöhung von Luft und Gas disponible Wärme.

Sind die beiden Regeneratoren gleich groß, so kommen auf einen derselben: $\frac{165\,125}{2} = 82\,562$ Kalorien.

100 kg Steinkohle erzeugen 602 kg Gas, dessen Wärme kapazität = 161,0, und

[1]) Wärmekapazität der Verbrennungsgase (auch Essengase).

37,5 kg Steinkohle erzeugen 225,75 kg Gas, dessen Wärmekapazität = 60,38 beträgt.

Die Temperatursteigerung für Gas im Regenerator kann dann $\frac{82563}{60,38} = 1367^0$ C sein.

Die Wärmekapazität der Luft ist 70,41.

Die höchste Temperatursteigerung der Luft im Regenerator ist $\frac{82563}{70,41} = 1172^0$ C.

Dort wo sich die Ausleger befinden, sind 2 cbm Fassungsraum vorhanden, von dem 1 cbm mit dem Ziegelgitterwerk ausgefüllt ist.

Der Kubikmeter Gitterwerk wiegt 1800 kg.

Die Regeneratoren haben in einer Höhe von 1,75 m bis 2,25 m 1600° C. Unter 1,75 m Höhe herrscht die mittlere Temperatur von 850° C.

$$\frac{1800 \times 0,5}{2,25} = 400 \text{ kg sind auf } 1600^0 \text{ C erhitzt,}$$

$$\frac{1800 \times 1,75}{2,25} = 1400 \text{ kg sind auf } 850^0 \text{ C erhitzt.}$$

Die spezifische Wärme der Ausleger ist = 0,21.

Somit muß ein Regenerator besitzen:

$400 \times 0,21 \times 1600^0 = 134400$ Kalorien,
$1400 \times 0,21 \times 850^0 = 249900$ „
Summe: 384300 Kalorien.

Zwei Regeneratoren daher 768600 „

Wenn die Regeneratorkammern diese Wärmemenge enthalten, wird die Temperatur der Ausleger sein:

$$\frac{1600 \times 400 + 850 \times 1400}{1800} = 1016^0 \text{ C.}$$

Von den 768600 Kalorien benötigen Gas und Luft in einer halben Stunde zur Erwärmung 165125 Kalorien, so daß nach der Umsteuerung noch 603475 Kalorien vorhanden sind.

Wird die Temperatur nach folgender Gleichung berechnet,

$$768\,600 : 1016^{0}\ C = 603\,435 : x,$$

so findet man eine durchschnittliche Endtemperatur im Regenerator von

$$x = 800^{0}\ C.$$

Man kann jedoch zu derselben Ziffer gelangen, wenn man die in einem Generator zum Schlusse angesammelte Wärmemenge durch die Wärmekapazität der Ausleger dividiert.

Wärmemenge in einem Regenerator =

$$\frac{603\,475}{2} = 301\,737{,}5 \text{ Kalorien},$$

Wärmekapazität $= 1800 \times 0{,}21 = 378.$

$$301\,737{,}5 : 378 = 796{,}2^{0}\ C, \text{ rund } 800^{0}\ C.$$

Der Wechsel in den Regeneratortemperaturen unmittelbar nach und kurz vor der Umsteuerung stellt sich auf zirka 220° C. Diese Temperaturdifferenz wird übrigens dadurch heruntergedrückt, daß auch die Mauern der Regeneratorkammern bei der Wärmeaufnahme als Abgabemittel mitwirken.

Der obere Teil des Regenerators soll, und zwar in einer Höhe von 0,5 m, auf 1600° C erhitzt sein, während in der unteren, 1,75 m hohen Partie die Temperatur von 1600° C auf 100° abnehmen soll. Die mittlere Temperatur wird dort sein:

$$\frac{1600 + 100}{2} = 850^{0}\ C.$$

Die strahlenden Flächen sind nun dort, wo die innere Temperatur 1600° C[1]) beträgt und wo die Strahlung stattfindet, $15{,}0 \times 0{,}5 = 7{,}5$ qm, und dort, wo die innere, mittlere Temperatur 850° C ist, $= 15 \times 1{,}55 = 23{,}26$ qm.

Die innere Wandfläche der Regeneratoren bietet dem Gase oder der Luft 5,96 qm, die Ausleger eine Fläche von 35 qm.

Die ganze, dem Gase und der Luft gebotene Erwärmungsfläche beträgt daher $5{,}96 + 35{,}0 = 40{,}96$ qm, wovon auf die Ausleger $\frac{35}{40{,}96} \times 100 = 87\,\%$ entfallen.

---

[1]) Im Regeneratorgitterwerk wird wohl diese Temperatur unmöglich auftreten können, hier würde bei der großen Berührungsfläche gewiß eine Dissoziation stattfinden.

Marin berechnet nun die Schwankung in der Temperatur mit 0,85 × 220 = 187° C, so daß

die Maximaltemperatur . . 1016° C,
„ Minimal- „ . . 829° C,
„ mittlere Temperatur . . 922° C

beträgt.

Wir haben somit im Mittel eine Temperaturerhöhung von 922° C und bei der Verbrennung eine Temperatur von 1262° C.

Bei einer Erwärmung auf 1016° C werden Gas und Luft an Hand der Gleichung 922 : 1262 × 1016 : x, worin x = 1390° C, ergeben.

Bei einer Erwärmung auf 829° C (geringste Temperaturzunahme) werden Gas und Luft 1134° C besitzen.

| | |
|---|---|
| Die Gase erzeugen bei der Verbrennung . | 1728° C, |
| hierzu die Temperatur von den Regeneratoren mit . . . . . . . . . . . . . | 1295° C |
| | 3023° C; |
| das Minimum wird sein . . . . . . . . . | 2892° C, |
| das Maximum . . . . . . . . . . . . . . | 3154° C. |

Diese Temperaturen würden nun selbst bei schlechtem Brennmaterial im Regenerativsystem auftreten können; ob sie in Wirklichkeit je erreicht werden, ist sehr unwahrscheinlich, da nach dem bei Besprechung der Dissoziation[1]) Angeführten solche Temperaturen überhaupt nicht möglich sind.

Die Verbrennung erzeugt 230 300 Kalorien. Die Regeneratoren senden 165 135 Kalorien zurück, somit etwa 43% des ganzen Wärmeverbrauchs.

Strahlung des Herdes, in welchem Temperaturen zwischen 2600 bis 3000° C herrschen.

Im Ofen (Herd) sind 1800° C gemessen; die in dem Regenerator eintretende Flamme besitzt noch 1600° C.

Wenn statt 1800° C 2000, 2500 oder gar 3000° C erreicht werden sollen, so wird hierzu ein größerer Brennstoff er-

[1]) Bei 2600° C hört $CO_2$ auf zu existieren.

forderlich sein. Die Essengastemperatur sei als auf 200° C herabgegangen angenommen. Die Herdtemperatur sei 2500° C.

Wenn im Regenerator oben 2500° C, unten 200° C sind, so beträgt die mittlere Temperatur $\frac{2500 + 200}{2} = 1350°$ C.

Nach der früher erwähnten Formel berechnet Marin die Strahlung:

für die obere Partie des Regenerators mit 4133 Kalorien.
„ „ untere „ „ „ „ 2184 „

Diese Zahlen geben die durch Strahlung pro Stunde und Quadratmeter verlorene Wärmemenge. Mit der Oberfläche multipliziert:

7,5 × 4133 Kalorien = 30 997 Kalorien,
26,25 × 2184 „ = 57 330 „
pro 1 Stunde Strahlungsverlust = 88 327 Kalorien;
„ 1/2 „ „ = 44 163 „ statt 27 750 Kal.
im früheren Falle; also um 16 413 Kalorien mehr.

Mittlere Temperatur im Regenerator = 1606° C statt der 1016° C im vorigen Falle.

Es wurde allerdings vorausgesetzt, daß man bis zu einer Höhe von 1,75 m die Gase auf 200° C abkühlen kann. Jedenfalls müßte man die Regeneratoren vergrößern.

$$\frac{2500-200}{1600-100} = \frac{23}{15}.$$

Die Höhe des Regenerators wird somit sein:

$$1,75 \times \frac{23}{15} = 2,68 \text{ m}.$$

Der Strahlungsverlust im unteren Teile des Regenerators wird in diesem Falle gleichfalls vergrößert, und zwar auf:

$$57\,330 \times \frac{23}{15} = 88\,000 \text{ Kalorien}.$$

Wir hätten somit 30 997 + 88 000 = 118 997 Kalorien.

Der Strahlungsverlust auf eine halbe Stunde wäre = 59 498,5 Kalorien, statt 27 750 Kalorien im ersten Falle.

Wenn man zu dem Strahlungsverlust der Ofenwandung die Strahlung der Regeneratoren und den Essenverlust hin-

zufügt, wird der Nutzeffekt des Brennstoffes sich nur auf 45 bis 50 % stellen.[1])

Die Maximaltemperatur in den Regeneratoren stellt sich auf:

$$\frac{2500 \times 0,5 + 1350 \times 2,68}{3,18} = 1528 \sim 1530^\circ \text{ C}$$

(3,18 ist die neue Höhe = 0,5 + 2,68 m der Regeneratoren), statt 1016° C im ersten Falle.

Es sei hier abermals darauf hingewiesen, daß bei 2500° C sowohl $CO_2$ als auch $H_2O$ aufhören zu existieren, und daß nach Ledebur sich die Verbrennungswärme des Wassergases theoretisch, ohne Luftüberschuß verbrannt, mit 2739° C berechnet. Marin hat also ohne Rücksicht auf die Dissoziation und den kalorischen Wert der Generatorgase ideale Rechnungen durchgeführt. Marin sagt übrigens, daß es, wenn überhaupt möglich, in einem und demselben Ofen nicht leicht sei, die Temperatur so hoch hinaufzutreiben. Für alle Fälle müssen die Dimensionen sehr sorgsam gewählt werden.

---

Im Anschluß daran sei noch eine Berechnung versucht unter Benutzung von Koks.

Der Generator sei ein 3,5 m hoher Zylinder, von 1,3 m Durchmesser an der weitesten Stelle (Kohlsack) und 0,4 m an der Gicht. Der Wind wird durch eine Form von 40 mm Durchmesser unter 25 bis 30 mm Hg-Druck, 175° C warm, eingeblasen. 1,4 m unter der Gicht entnimmt ein Abzugrohr von 0,21 m Weite die Gase. Das Gas tritt mit 425° C aus dem Generator aus.

Nach Edelmann enthielt dieses Gas:

| | Volumprozente | Gewichtsprozente |
|---|---|---|
| $CO_2$ . . | 2,73 | 1,134 |
| CO . . | 31,54 | 33,700 |
| H . . . | 1,47 | 0,106 |
| N . . . | 64,26 | 65,000 |
| | 100,00 | 99,940 ∼ 100,0. |

[1]) In Wirklichkeit würde man schon sehr zufrieden sein, wenn man überhaupt 40 ÷ 50 % Nutzeffekt erreichen könnte; leider liegt der Nutzeffekt praktisch nur bei 20 %, meist bleibt er sogar noch darunter.

Koks und Luft waren feucht, dies veranlaßte die Bildung von $CO_2$ und bedingte den Wasserstoffgehalt.

Das wasserfreie Gas würde aus 34,11 CO rund 34 % und 65,80 N rund 66 % bestehen.

Letztere Zusammensetzung zieht Krans in Rechnung.

100 kg C erzeugen 233,33 kg CO, 30,7 % der kalorischen Wertes des Brennstoffes verbrauchend und benötigen hierzu 450,66 kg N, wobei sie 683,99 kg Gas liefern.

233,33 kg CO zu $CO_2$ verbrannt, erzeugen:

$$233{,}33 \times 2400 = 559\,992 = \sim 560{,}000 \text{ Kalorien.}$$

1 kg C gibt demnach in dem Falle ∽ 5600 Kalorien.

Die Frage wäre nun, wieviel Koks müßte statt 37,5 kg Steinkohle gegichtet werden, um denselben Effekt hervorzurufen?

Die von 37,5 kg Steinkohle stammenden Gase brachten in der halben Stunde 221 016 Kalorien.

$$221\,016 : 5600 = 39{,}4 \text{ kg Koks.}$$

39,4 kg Koks erzeugen 91,80 kg CO und 177,69 N, welche mit 20 % Luft verbrannt 144,26 kg $CO_2$, 390,92 kg N und 10,49 kg O geben werden.

Die Wärmekapazität dieses Gases ist 128,89.

Der kalorische Wert durch die Wärmekapazität dividiert, gibt die erreichbare Temperatur an:

$$\frac{221\,016}{128{,}09} = 1710^{\circ}\text{ C.}$$

## Verbrennungstemperaturen.

Die Temperatur der Verbrennung der Koksgase beträgt 1710° C, der Kohlengase 1728° C.

Welche Temperatur werden Gas und Luft beim Passieren der Regeneratoren annehmen?

Die Wärmekapazität des Gases ist:

| | |
|---|---|
| 91,80 kg CO | = 22,76 |
| 177,69 „ N | = 43,35 |
| zusammen | 66,11 Kalorien. |

Jene der 20 % überschüssigen Luft:

11,41 O = 10,96
43,35 N = 54,80
zusammen 65,76 Kalorien.

Die Wärmekapazität von Gas und Luft zusammen:

66,11 + 65,76 = 131,87 Kalorien.

Setzen wir an: 131,87 : 130,79 = x : 165 126.

Worin bezeichnet: 130,79 die Wärmekapazität der Gase, welche von 37,5 kg Steinkohle (+ 20 % Luftüberschuß herstammen, 165 125 die Anzahl Kalorien, welche die Gase der Steinkohle und die Luft von den Regeneratoren aufnehmen, und x = die Wärme, welche die Gase der Koke und die Luft (+ 20 % Überschuß) in den Regeneratoren aufnehmen, = 166 446 Kalorien, $\frac{166\,446}{131,87} = 1261^{\circ}$ C Temperatur entsprechend, welche den Regeneratoren entnommen wird.

Luft und Gas sind, bevor sie zusammentreffen, auf 1201 ° C erhitzt, was bei der Verbrennung eine Temperaturerhöhung von

$$166\,466 : 128,89 = 1291^{\circ}\ \text{C}$$

ergibt.

Im ersteren Falle fanden wir die Temperaturen 1262 und 1295 ° C (vgl. S. 91).

---

v. Jüptner hat bei seinen Heizversuchen an Kesselfeuerungen[1]) nachstehende Erfahrungen gemacht, wobei vorausgeschickt sei, daß Heizversuche nicht allein den Zweck haben, eine bestehende Feuerungsanlage zu beurteilen und hieran, wenn nötig, Vorschläge zu konstruktiven Verbesserungen derselben zu knüpfen, sondern oft auch für eine vorhandene Feuerungsanlage (ohne jede Veränderung an derselben) die beste Art der Wartung, wozu auch die Auswahl des geeignetsten Brennmaterials[2]) gehört, zu ermitteln.

---

[1]) Österreichische Zeitschrift für Berg- u. Hüttenwesen 1894. Nr. 42.

[2]) Was die Bemerkung bezüglich der „Auswahl des geeigneten Brennmaterials" anlangt, so ist zu bemerken, daß dies nur dann in Frage kommen kann, wenn an dem Verbrauchsorte verschiedene Brennstoffe zur Verfügung stehen. Meist jedoch hat man es mit nur einem Brennmateriale zu tun und wird diesem die Feuerung anpassen müssen.

Endlich aber sollen so auch für künftige Fälle Erfahrungen gesammelt werden.

1. Zu diesem Zwecke sind meist mehrere solcher Untersuchungen erforderlich, und zwar wären für eine Feuerungsanlage und einen bestimmten Brennstoff im allgemeinen mindestens drei Heizversuche mit abgeänderten Verbrennungsbedingungen auszuführen.

Hierzu wäre zu bemerken, daß genaue Heizversuche bei Feuerungen aller Art sehr zu empfehlen sind. Da die Durchführung solcher Versuche jedoch zeitraubend und mühsam ist, wurde sie bisher nur des wissenschaftlichen Interesses wegen und auch nur selten vorgenommen. Trotzdem scheint es, als ob sich die Heizversuche in die hüttenmännische Praxis immer mehr Eingang verschafften, und das ist nur zu begrüßen. Der Hüttenmann sollte eben auch der Kohle und der Art ihrer Verwendung mehr Beachtung schenken als bisher. Je mehr Meßinstrumente in der hüttenmännischen Praxis Anwendung finden, desto besser vermag man in das Wesen der Prozesse einzudringen, desto besser wird man die metallurgischen Apparate kennen lernen, desto leichter wird man Fehler finden und zu beseitigen in der Lage sein. Daß man dabei mit großer Vorsicht zu Werke gehen muß, nur richtig zeigende Instrumente benutzen darf und die nötige Sachkenntnis besitzen muß, um die Angaben seiner Indikatoren zu verwerten, ist selbstverständlich.

2. Die bloße Bearbeitung von Heizversuchen auf die Aufstellung einer Wärmebilanz genügt nicht; es ist vielmehr auch eine Betrachtung der Wärmeverteilung in den verschiedenen Partien der Feuerungsanlage, namentlich mit Berücksichtigung der Temperaturhöhen, wünschenswert, da hierdurch erst manche dunkle Vorgänge ihre Erklärung finden.

3. Ebenso ist die sehr verbreitete Anschauung, daß zur bestmöglichen Ausnutzung des Brennstoffes eine vollständige Verbrennung Hauptbedingung sei, nur unter Beschränkung richtig. In so manchen Fällen der Praxis kann bei einer unvoll-

ständigen Verbrennung ein günstigeres Resultat erzielt werden, als bei einer nur mühsam und durch großen Luftüberschuß erzwungenen vollständigen Verbrennung.

Je mehr Heizversuche durchgeführt werden, um so mehr wird sich auch die Notwendigkeit solcher, insbesondere bei großen Unternehmungen, wo viele Feuerungen vorhanden sind, herausstellen. Große Hüttenwerke täten gut, wenn sie zur Prüfung ihrer Feuerungen ein eigenes Laboratorium errichteten, ja es dürfte kaum schwer sein, durch die erzielte Brennstoffersparnis die Kosten einer kleinen Versuchsanstalt zu decken.

An dieser Stelle sei auf die im Jahre 1888 veröffentlichten, von Baron Jüptner und Toldt vorgenommenen Heizversuche, welche ja die Grundlage für die später durchzuführenden Berechnungen bilden, hingewiesen. Näheres darüber siehe v. Jüptner-Toldt: Chemisch kalorische Studien über Generatoren und Martinöfen.

---

Was die Art anlangt, in der solche Versuche an Öfen vorzunehmen sind, so ist dafür Emilio Damours im Jahre 1893 in den „Annales des mines“ Serie IX, Band III, Buch 1, S. 84 veröffentlichte „Studie über den neuen Siemensofen und die Verwertung der Wärme in Regenerativgasöfen“ ein gutes Beispiel.

Tafel 1 gibt diesen im Jahre 1890 zuerst in englischen Blättern, dann aber auch von Prof. Hempel, Schöffel und anderen als „Vervollständigung“ des Regenerativsystems beschriebenen Ofen wieder; es wird auch da behauptet, daß in demselben eine Brennstoffersparnis von 50 % erzielt werden soll.

Nach Damours Mitteilungen handelte es sich darum, einen Teil der Verbrennungsprodukte unter den Generator wieder eintreten zu lassen, um denselben durch Umwandlung der Kohlensäure in Kohlenoxyd zu regenerieren. Damour nennt die in Aussicht gestellten 50 % Ersparnis eine Übertreibung, zeigt in seiner Abhandlung die Unmöglichkeit, dies zu erreichen, behauptet, daß man sich bei der Regenerierung der Kohlensäure allzuhäufig Illusionen hingebe und führt die wenigen Fälle an, bei welchen die Rückwandlung der Kohlen-

säure in Kohlenoxyd von Wert wäre. Nichtsdestoweniger hat es sich herausgestellt, daß der neue Siemensofen nicht ohne Vorteil ist; er ist ein vorzüglicher „Versuch“. Die Vorteile des neuen Siemensofen sind so augenscheinlich, daß es sich wohl lohnt vergleichende Studien mit den älteren Regenerativöfen zu machen, soweit solche in Frankreich eingeführt wurden. Es gab nämlich im Jahre 1893 bereits:

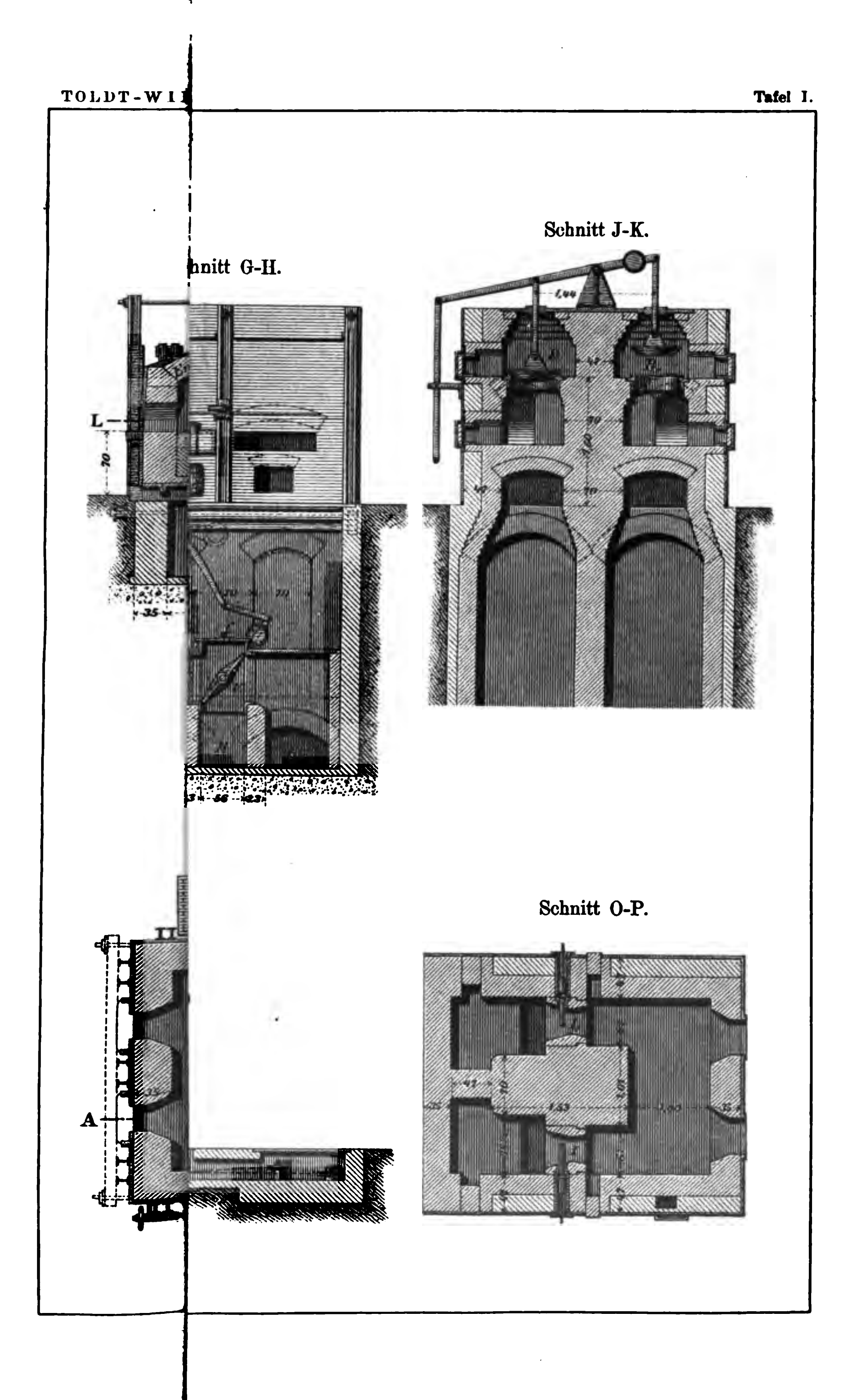
| | nach der neuen Ausführung | hiervon in Frankreich |
|---|---|---|
| Gas-Puddlingsöfen | 9 | 3 |
| „ -Vorwärmöfen | 40 | 4 |
| „ -Stahlvorwärmeöfen | 11 | 1 |
| Stahlschmelzöfen | 3 | 1 |
| Retortenofen für Leuchtgaserzeugung | 20 | — |
| Summa | 83 Öfen. | 9 Öfen. |

Die Studie selbst beginnt mit der Beschreibung des verbesserten Siemensofens, die im folgenden, soweit es zum Verständnis erforderlich ist, ergänzt wurde.

### 1. Der neue Siemensofen.

Der auf Tafel 1 wiedergegebene sogenannte „neue Siemensofen“, wie er von Biedermann und Harvey entworfen wurde, ist ein an der Hand der ersten Siemensschen Ausführung konstruierter Gas-Vorwärmofen für Wechselbetrieb der Regeneratoren.

Die im Doppelgenerator *A* erzeugten Gase treten durch eines der Ventile *B*, Schnitt *J-K* und den angeschlossenen Kanal *B*, Schnitt *A-B* in den Ofen, ohne einen Regenerator zu durchstreichen. Die Verbrennungsluft dagegen tritt durch das Ventil *C* in eine der beiden Regeneratorkammern *E* und von dort durch den zugehörigen Kanal *D* in den Ofen. Gas und Luft treffen am Herde aufeinander, und bilden ein brennbares Gemenge, das sich sofort entzündet. Die entstandenen Gase treten als hufeisenförmige Flamme in den Herd ein. Die Verbrennungsprodukte verlassen den Ofen durch den Kanal $D_1$, um dem Regenerator $E_1$ zuzuströmen. Bei $F_1$ angelangt, wird ein Teil der Verbrennungsgase



Schnitt J-K.
[Sc]hnitt G-H.
L
A
Schnitt O-P.



von einem Injektor $J$ angesaugt und unter den Rost des Generators $A$ geführt, während der andere Teil durch den Kanal $G_1$ nach entsprechendem Umstellen der Klappe $V$ zur Esse strömt.

Wie bei den Siemensöfen älterer Ausführung steuert man von Zeit zu Zeit durch Umstellung des Balanciers, an dem die Ventile $KB_1$ hängen, und der Klappe $V$ um.

Der Generator $A$ wird auf dreifache Weise bedient:

1. Durch die Verbrennungsgase, welche bei $F_1$ entnommen, mittels des Injektors in den Aschenfall eingeblasen werden.

2. Durch die warme, der Regeneratorkammer $E_1$ entnommene Verbrennungsluft.

Es ist leicht zu sehen, daß, wenn aus dem einen der Kanäle $F$ gerade die Rauchgase unter den Generator gezogen werden, aus dem anderen etwas von der aus den Regeneratoren abziehenden warmen Luft durch den zugehörigen Injektor (Strahlapparat) in den Aschenfall gesaugt wird (und umgekehrt). Das will besagen, daß von den beiden Strahlapparaten der eine Rauchgase unter den Rost treibt, die er den zur Esse abziehenden entnommen hat, während der andere einen Teil der warmen Luft, die aus der Regeneratorkammer dem Ofen als Verbrennungsluft zuströmt, an sich reißt und in den Aschenfall drückt.

Man kann demnach bei der vorliegenden Ofentype dem Generator nach Belieben warme Luft oder Verbrennungsprodukte oder auch beides auf einmal zuführen.

Diese Anordnung ist etwas von jener verschieden, welche ursprünglich Pouff und Head veröffentlichten.

Letztere leiten die Verbrennungsprodukte mit Hilfe eines Injektors durch den Kanal $B$ und nicht im Luftkanal $D$ ab, weshalb die Abgase bei ihrem Ofen nicht die doppelte Rolle spielen können, wie bei gegenwärtiger Anordnung. Diese Modifikation ist von weittragender Bedeutung, und man kann sagen, daß durch sie der neue Ofen gänzlich umgewandelt wurde.

3. Durch einen dritten Injektor vorn am Aschenfall, welcher kalte Luft ansaugt. Der Injektor ist so konstruiert, daß man

die Luftzuführung und in weiterer Folge die Gaserzeugung leicht regeln kann; er erlaubt es zugleich den Aschenfall und vor allem die Roststäbe abzukühlen, welche verbrennen würden, da nur warme Luft und Verbrennungsprodukte an sie herantreten.

---

Aus vorstehendem geht hervor, daß der neue Ofen, mit Bezug auf die Zirkulation der Gase und die Speisung der Generatoren, alle die Hilfsmittel hat, nach denen die in der Praxis angewandten Öfen, da man bei ihnen zu einem zufriedenstellendem Gange nicht kam, seit Jahren riefen.

Die beiden Injektoren, welche die Regeneratoren mit den Aschenfällen verbinden, sind während des Betriebes immer geöffnet, und führen nahezu die gleichen Mengen warme Luft und Verbrennungsgase zu. Da aber beide Gase zu hoch temperiert sind, verdünnt man sie mit kaltem Wind (wozu man den dritten Injektor resp. Strahlapparat benötigt) derart, daß im Aschenfall eine Temperatur von 450° erzielt wird. Unter solchen Verhältnissen ist die Menge der unter den Rost eintretenden Verbrennungsprodukte = ca $^1/_5$, und die angesaugte warme und kalte Luft = $^4/_5$ der ganzen angesaugten Gas-Luftmenge. Das erzeugte Gas enthält etwa 9 ÷ 11 %, also mehr $CO_2$, als das Gas eines auf gewöhnliche Weise betriebenen Generators. Der Gang des Ofens ist genügend regelmäßig, der Brennstoffverbrauch ist nicht viel höher wie in einem Ofen des alten Typus.

---

Um den Wert des neuen Siemensofens richtig würdigen zu können, ist es erforderlich, die praktisch wertvolleren Verbesserungen, welche im Laufe der Jahre an den Regenerativöfen gemacht wurden, kurz zusammenzustellen. Alle derartigen Konstruktionen aufzuzählen ist allerdings unmöglich, verändert doch die Firma Siemens allein schon ihre Ofenformen fortgesetzt.

Schon die ersten Siemensöfen ergaben gegenüber der

direkten Feuerung eine Ersparnis von 30 %, eine vollständige Wärmeausnützung war aber bei ihnen trotzdem noch nicht vorhanden. Vor allem verursachte der Abstand, den der Generator vom Objekt hatte, u. a. mehr Wärmeverluste, welche nicht vernachlässigt werden konnten. Ebenso verminderte die Teerkondensation in den Regeneratorkammern die Qualität der Gase; desgleichen war die Verbrennung des Brennstoffes nicht vollständig und erzeugte, trotzdem nur gute Kohlen benutzt wurden, viel Lösche. Endlich war die Regeneration unvollständig.

Zur Beseitigung dieser Übelstände brachte man verschiedene Verbesserungen an, man benutzte Dampfstrahlgebläse zur Bedienung des Generators, näherte die Generatoren dem Ofen — dies ist der Fall bei dem Ofen von Lencauchez — und in weiterer Folge dieser Verbesserung hat man die Gas-Rekuperatorkammern vergrößert und derart in gleichem Maße die Verluste durch Abkühlung verringert. Mit einem Worte, man baute die verschiedenen Teile des Ofens und Generators, welche früher ganz getrennt voneinander waren, in ein Massiv so nahe als möglich zusammen. Ebenso versuchte man die Güte der Gase zu verbessern, dahin gehören Anwendung des Gasüberdruckes und die vollständige Beseitigung der Teerkondensation. Da aber die Kohlenwasserstoffe in guten Generatorgasen kaum 4 % betragen, so sind die Teermengen, welche wieder nur einem Bruchteile davon entsprechen, ganz gut zu vernachlässigen; der erzielte Vorteil ist also unbedeutend.

Die beiden Mittel, wodurch man den kalorischen Wert der Gase zu erhöhen glaubte, sind warme Luft zur Gaserzeugung und die Anwendung von Wassergas. Diese beiden Verbesserungen verlangen den Abschluß der Generatoren: — im ersteren Falle bläst man die warme Luft mittels eines Gebläses (Ventilator oder Injektor) in einen Rekuperator, welcher die verlorene Wärme, die nach der Erhitzung der Luftregeneratoren noch disponibel bleibt, weiter ausnützt, (z. B. bei den Gasretortenöfen von August Klönne in Dortmund); — im zweiten Falle wird das Wasser als Dampf

mittels eines Injektors, welcher die für die Vergasung des Brennstoffes nötige Kohle mitreißt und unter dem Roste noch einen Druck erzeugt und den Gasabzug erhöht, zugeführt.

Wassergas kann teilweise auch ohne geschlossenen Generator erzeugt werden, indem man Wasser in den Aschenfall gibt; die Strahlung der Kohle auf dem Roste und die Einwirkung der in den glühenden Löscheteilen aufgespeicherten Wärme genügen, Wasserdampf zu erzeugen, der mit der Luft eingesogen wird. Nach diesem Verfahren arbeiten die neuesten Siemensschen Generatoren und geben bis 12% Wasserstoff, der durch die Zerlegung des Wassers erzeugt wird.

Um eine vollständige Verbrennung der Kohle zu erzielen und die Verwendung minderwertiger Kohle zu ermöglichen, hat man ebenfalls verschiedene Modifikationen von Gaserzeugern geschaffen, von denen die einen einen geschlossenen Aschenfall, die anderen einen offenen haben, wo die einen mit, die andern ohne warme Luft arbeiten, während bei anderen verschiedene Roste verwandt und eventuell auch die Form des Generators geändert wird. Warme Luft bei geschlossenem Aschenfall gibt eine ausgezeichnete Verbrennung und vollkommen ausgebrannte Schlacke, d. h. es stellte sich ein tatsächlicher Fortschritt heraus.

Über die Form des Rostes sich zu äußern und desgleichen über die Gestalt des Gaserzeugers ist schwer. Planrost oder Treppenrost, vertikale Brust oder geneigte Brust? Siemens bevorzugt, und dies mit Recht, die Generatoren mit Planrost und vertikaler Brust, in welchem man eine genügende Leistung und regelmäßigen Gasabzug bei Einhaltung einer Brennstoffhöhe von 70 bis 90 cm über dem Rost erzielt. Die Generatoren ohne Rost, wie sie in Saint-Chamond in Verwendung stehen, wären allerdings auch zu empfehlen, weil sie, wenn es sich um warmen Gang handelt, gute Dienste leisten.

Endlich hat man, um die Regeneration der Wärme zu verbessern, die Herabsetzung der Essengastemperatur angestrebt, und versucht man dies bei den verschiedenen Systemen der Rekuperation der Wärme durch

Vergrößerung der Kammern zu erreichen. Dieses Mittel ist jedoch oft illusorisch, die Herabsetzung der Temperatur im Kamin ist nämlich oft eine Folge der stärkeren Abkühlung der Wände des Mauerwerkes; also sind die Vorteile, welche die Zunahme des Volumens der Kammern mit sich bringt, anzuzweifeln.

Die Erwärmung der für die Vergasung nötigen Luft (welche bereits besprochen wurde) ist ein wirksameres Mittel, um die durch die Gase verloren gegangene Wärme zurückzugewinnen, sie steht jedoch bei den älteren Gasöfen wenig in Verwendung.

---

Das wären wohl die hauptsächlichsten Verbesserungen, welche zur Lösung des so wichtigen Problemes der Nutzbarmachung der Wärme in den Regenerativgasöfen geschaffen wurden.

Bei den Betrachtungen hierüber hat nun leider Damour mehrere sehr interessante Fragen, über welche Siemens und andere Forschungen angestellt haben, außer acht gelassen; solche Probleme sind: die Größe und Lage des Brenners, die Anwendung von Verbrennungskammern vor dem Eintritt der Flamme in den Ofen, die Form des Ofens und die Höhe des Ofengewölbes über dem Boden (Dom).

Damour hatte eben bei seinen Studien die Wärmeausnützung allein vor Augen, auf welche allerdings die Form des Ofens wenig Einfluß hat, weil es genügt, daß die vollständige Verbrennung der Gase gesichert ist. Er zeigt in seinen späteren Auseinandersetzungen, daß diesen Bedingungen entsprochen wird und setzt stets voraus, daß es sich um Öfen handelt, welche dadurch charakterisiert sind, daß die Temperaturen, die in den verschiedenen Industrien gefordert werden, jederzeit erreicht werden können.

---

Es ist leicht einzusehen, daß Biedermann und Harvey in ihrem Ofen den größten Teil jener Fortschritte, welche soeben durchgesprochen wurden, zu vereinigen suchten.

Was zunächst die Wärmeverluste durch Strahlung anbelangt, so wurde diese dadurch niedrig gehalten, daß man die Ausdehnung der Apparate so gering als möglich wählte, so das tatsächlich keine Regenerativöfen existieren, die eine noch kleinere Oberfläche bieten. Weiter ist die Strahlung der Generatoren auf zwei Seiten beschränkt: die Front (Außenwand) und Decke, auch die der Kammern ist vermindert, da die Strahlung nur an der Oberfläche (gemeinsam mit dem Aschenfall) stattfinden könnte und schließlich nur eine Gruppe von Kammern existiert. Die Situation der Kammern unter dem Generator ist der gebräuchlichen Anordnung, die darin besteht, daß man die Kammern unter den Herd stellt, vorzuziehen; im letzteren Falle nämlich muß der Herd vom Regeneratorenmassiv getrennt werden, um ihn zu schonen; man erreicht dies gewöhnlich durch Luftzirkulation.

Was die Strahlung des Herdes selbst betrifft, weiß man, daß sie für die Erhaltung des Herdes nötig ist.

Im weiteren finden sich auch alle Mittel zur Anreicherung der Gase angewendet oder sie sind wenigstens anwendbar: man kann Wasserdampf einführen, da drei Körting-Strahlapparate angeordnet sind, die zusammen oder jeder für sich arbeiten können; man kann weiter den Generator mit warmer Luft versorgen, deren Temperatur sehr hoch ist, da sie dem Scheitel der Kammern entnommen wird. Und wie einfach und praktisch ist die Anordnung des neuen Ofens in der Hinsicht! Die Einführung der warmen Luft verlangt weder ein Rohr, noch einen speziellen Apparat, ein gewöhnliches Strahlgebläse ist genügend, dasselbe dient gleichzeitig der Einführung der Verbrennungsprodukte unter dem Rost.

Man wäre demnach, wenn man sich nicht daran kehren würde, ob der Rost die Beanspruchung übersteht oder nicht, in der Lage, den Generator mit heißer Luft zu betreiben und mit oder ohne Verbrennnungsprodukte zu arbeiten. In dem Falle würde natürlich die ganze für die Verbrennung nötige primäre (das ist die für die Vergasung nötige), sowie die sekundäre Luft (das ist die Verbrennungsluft), in den Kammern erhitzt und an der

Regeneration teilnehmen. Es ist einzusehen, daß in diesem Falle die Wärmeverteilung die praktisch-vollständigste sein muß; ein außerordentlicher Vorteil! Allerdings existieren Öfen, in denen die primäre Luft erwärmt wird, aber Damour kennt keine so einfache Anordnung, dagegen gibt es, soweit dem Bearbeiter bekannt, keinen Ofen, welcher eine derartige Elastizität des Betriebes zuläßt, d. h. es gestattet, mit kalter, mit warmer Luft, mit Dampf in Verbindung mit Verbrennungsprodukten, oder allein ohne Verbrennungsprodukte u. zw. in jedem beliebigen Verhältnisse zu arbeiten.

Der einzige Übelstand, der hervorgehoben werden muß, ist das Vorhandensein von Injektoren, weil wegen denen ein Dampfkessel vorhanden sein muß, das aber ist die Ursache, daß viele Industrielle den natürlichen dem künstlichen Zug vorziehen.

Die Verbrennung der Kohle ist in einem derartigen Ofen eine ausgezeichnete, was die Folge der Anwendung warmer Luft und des geschlossenen Generators ist. Der Rostdurchfall ist ausnahmslos staubförmig und frei von Kohle.

Die Ökonomie der Konstruktion ergibt sich: 1. aus der Stellung des Generators zum Ofen, die eine derartige ist, daß besondere Generatorgruben und an diese anschließende Kanäle unnötig sind, 2. hat man ein Regeneratorpaar weniger, 3. haben Ofen und Generator mehrere Wände gemeinsam, und 4. fällt die Gasleitung weg. Vorstehendes allein genügt schon, um den neuen Siemensofen in der Praxis unentbehrlich zu machen.

Leider ist der Ofen aber nicht ohne Nachteile. Der wesentlichste Fehler ist die Notwendigkeit, wegen Adoptierung des hufeisenförmigen Herdes an Stelle der seitlichen Brenner, wie sie gebräuchlicher sind, den Ofen von der Rückseite her zu erhitzen. Obgleich Siemens bei den Glasöfen (in welchem Industriezweige doch die größten Regenerativöfen vorkommen) die Hufeisenform seit Jahren angewendet hat, darf man sich doch fragen, ob diese Form auch eine ebenso hohe und gleichmäßig verteilte Temperatur gestattet, wie es in den Öfen mit gegenüberliegenden Brennern möglich ist.

Im Anschluß daran wäre darauf hinzuweisen, daß

das Problem der Zufuhr der Verbrennungsprodukte im Ofen von Biedermann und Harvey auf eine höchst einfache Weise gelöst ist; Damour hat dies jedoch bei seiner Arbeit unter den Vorteilen nicht erwähnt, weil ihm die Regeneration der $CO_2$ von bestreitbarer Nützlichkeit erscheint.

## II. Experimentelle Untersuchungen über die Verwertung der Wärme in den Gasöfen.

Die vorangegangene Studie über Gasöfen drückt die Vorteile nicht in Zahlen aus, das können nur Versuche, die während des Ganges vorgenommen werden.

Der Nutzen derartiger Versuche liegt klar, nur sie allein verhindern Fehler. Sie geben aber auch noch die Möglichkeit, eine Basis der ersten Schätzung zu erhalten, wenn man eine Änderung der Einrichtungen in einer Industrie, wo die Erwärmung eine wichtige Rolle spielt, durchführen will.

Damour machte zahlreiche Messungen und Versuche an den auf Tafel I und II dargestellten Öfen. Der eine ein Glasofen der Glashütte Folembray, konstruiert von Direktor Damour, 1889, Tafel II, nach einem Plane von Siemens, modifiziert von Pouff; der zweite, Tafel I, ein Vorwärmofen 1891 nach Plänen von Siemens, von den Werken d'Eurville gebaut. Durch die Versuche sollte experimentell der kalorische Effekt des Brennstoffes festgestellt werden; leider waren die beiden Öfen zu verschieden, um eine Parallele ziehen zu können; der erste nämlich hat 200 cbm Volumen, der Betrieb war ein vollständig regelmäßiger, die Temperatur relativ minder hoch. Der Brennstoffverbrauch betrug per Tag 12 t Kohle. Der zweite Ofen hatte nur 15 cbm Volumen, arbeitete mit wechselnden Temperaturen und verbrauchte 1200 bis 1500 kg Kohle in 24 Stunden. Mit Rücksicht darauf, daß es nach vorstehendem unmöglich ist, eine vollständige experimentelle Untersuchung des Ofens durchzuführen, weil sich infolge der Stillstände des Walzwerkes die alle 20 Minuten eintreten, und der Vorwärmung, keine Gleichmäßigkeit, in der Temperatur und in der Gaszusammen-

setzung, sowie Führung des Feuers ergibt, entschloß sich Damour zu einer Monographie des Glasofens. Er suchte die Unvollkommenheiten, die Wärmeverluste, welche diese mit sich bringen, zu ermitteln und erhielt so auch das Maximum der Ökonomie, welches erreicht werden kann. Zugleich aber suchte er festzustellen, in welchem Maße man hoffen kann durch das neue System die angegebenen Fehler, mit Rücksicht auf die beim Gange dieses Ofens beobachteten pracktischen Resultate, zu verbessern. Tatsächlich fand er eine Annäherungszahl, welche genügend genau war, um den gemachten Fortschritt zu charakterisieren.

### 1. Monographie des Siemens-Glasofens auf Tafel II.

(Alte Ausführung.)

An dem ursprünglichen von Siemens herrührenden Entwurfe waren einige Änderungen vorgenommen worden, darin bestehend, daß die, auf der Zeichnung nicht dargestellten, Generatoren mit Horizontalrosten und offenem Aschenfalle versehen wurden. Es sind deren acht, in zwei Gruppen zu je vier, vorhanden. Das Gas wird durch eine zentrale Leitung abgezogen. Die Aschenfälle sind voll Wasser. Diese Anordnung hat den Zweck, den Rostdurchfall abzulöschen, Dampf in größeren Mengen zu erzeugen, um Wassergas zu gewinnen.

Die beiden Gasentnahmekanäle vereinigen sich in einem Sammelraum von ca. 60 cbm; dieser wichtige, von Pouff eingeführte Teil bezweckt, den Staub der Gase niederzuschlagen; er spielt demnach eine hervorragende Rolle mit Rücksicht auf die Staubmenge, die sich rasch abscheidet. An diese Kammer schließt sich die Gasregulierungsklappe und daran der Verteilungsapparat. Die gewöhnliche Siemens-Gasklappe wurde in Folembray durch eine Steuerungsglocke, die gut funktioniert, ersetzt. Daran schließen sich die Regeneratorkammern, auf welchen der Herd ruht, der so nahe an den Generatoren angeordnet ist, als es die zwischenliegenden Organe erlauben.

Die Regeneratorkammern sind verschieden groß, was sich

damit erklärt, daß die von der Luft absorbierte Wärmemenge, d. h. die vom Luftgenerator aufzuspeichernde Wärmemenge, viel größer ist als jene, welche für die Erhitzung des Gases nötig ist. Desgleichen sind die Essenkanäle beim Regeneratorenaustritt verschieden dimensioniert und jeder mit einem Register versehen.

Diese bei Siemensöfen seltene Anordnung erlaubt es, die Menge der Verbrennungsgase, welche Luft- und Gaskammer passieren sollen, zu regulieren und indirekt auf die Regeneratortemperaturen einzuwirken. Davon hängt die Möglichkeit ab, dem Gas oder der Luft die vorteilhaftesten Temperaturen zu geben, um die vollständigste Verbrennung oder die beste Wärmegeneration zu erzielen und derart auch auf die Leistung und den Gang des Generators einzuwirken. Solch ein Ofen arbeitet sehr zufriedenstellend[1]), ohne Explosionen und ohne daß die Gasklappen sich mit einer Spur von Teer überziehen. Der Regelmäßigkeit des Ganges ist die Brennstoffökonomie zuzuschreiben. Man darf den Ofen wohl als besonderen Typus des Hauses Siemens hinstellen.

Die Versuche hatten den Zweck, die Ersparnisse festzustellen, welche durch Ersatz des Ofens durch einen verbesserten Siemensofen zu erwarten waren.

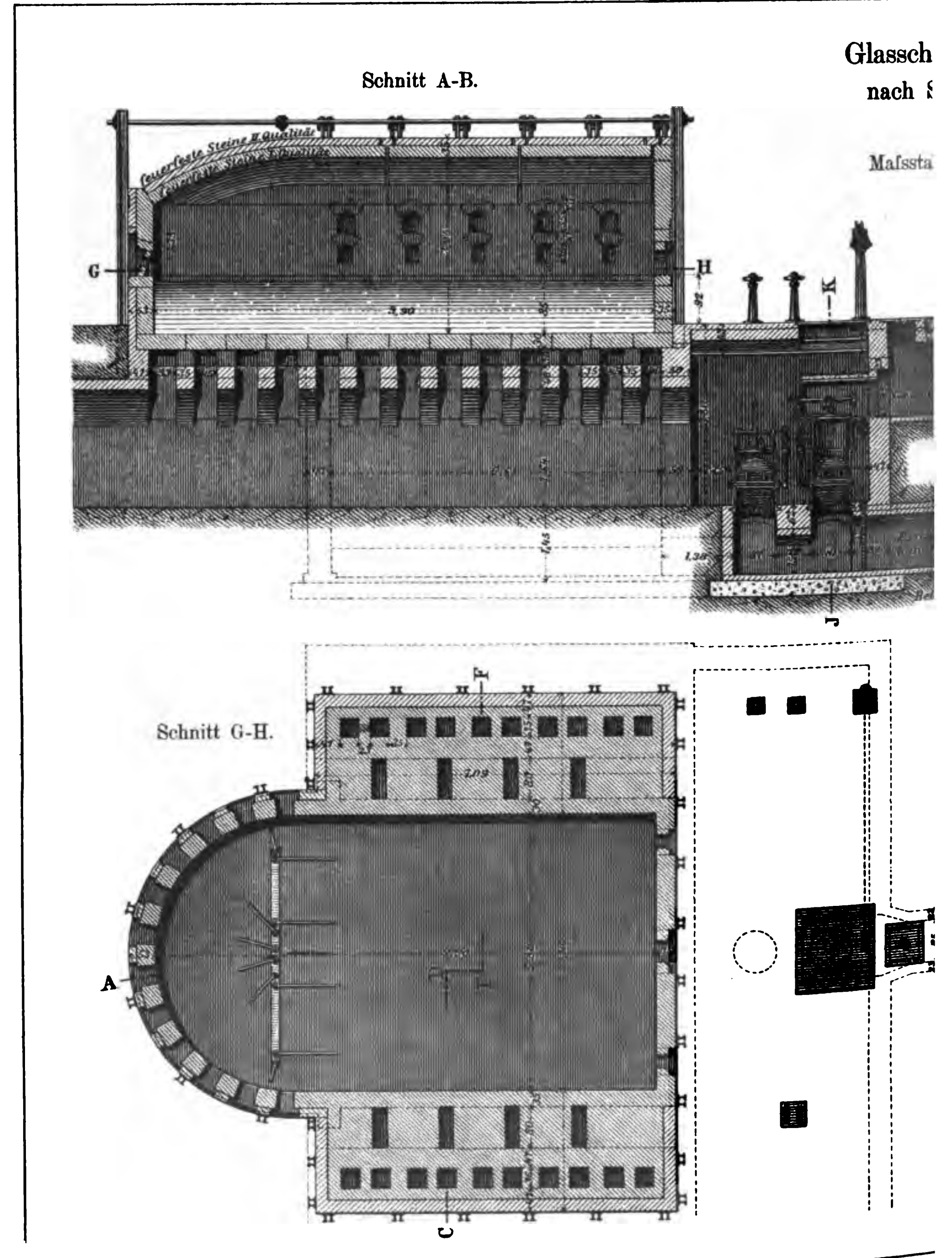
Die für die Studie nötigen Daten waren:

1. Temperatur an den verschiedenen Stellen des Ofens,
2. Gaszusammensetzung,
3. Gewicht des am Rost verbrannten Brennstoffes und Gewicht des Rostdurchfalles,
4. Gewicht des im Rostdurchfalle verdampften Wassers,
5. Gewicht der geschmolzenen Glasmasse und die daraus entstandene Gasmenge.

Der Damoursche Versuch dauerte 36 Stunden[2]).

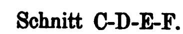
[1]) Nach von anderen Glashütten eingeholten Erkundigungen wäre der Ofen von Folembray derjenige, der pro Einheit Glas am wenigsten Kohle benötigt.

[2]) Die im Folgenden angegebenen Zahlen sind keine Mittelwerte, sie entsprechen aber dem normalen Gange des Ofens, der mittels thermo-

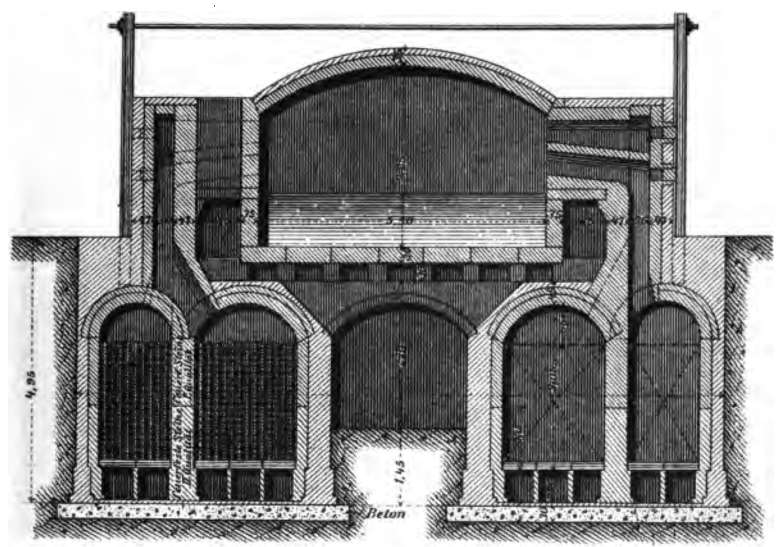

Glassch
nach S
Mafssta
Schnitt A-B.
Feuerfeste Steine II Qualität
Feuerfeste Steine I Qualität
G
H
K
J
Schnitt G-H.
F
A
C

·hmelzofen
Siemens.

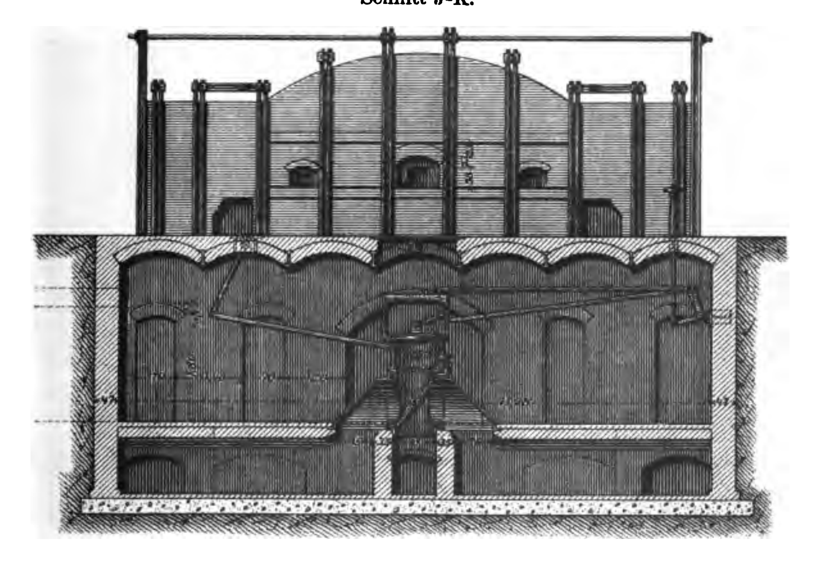
tab 1:125.

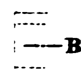


Schnitt C-D-E-F.




Schnitt J-K.






r Felix in Leipzig.

sehr
noch
Le
Ofe
dur
nah
jede
und
wie

aus
bre
Ve
sch
kl
vo

ur
st
al
g
V
a
t

Zur Messung der Temperatur benutzte Damour das sehr zuverlässige und neuerdings von Keyser und Schmidt noch vervollkommnete thermoelektrische Pyrometer von Le Chatelier. Das Instrument wurde permanent in dem Ofen belassen, und konnte er daher die Messungen mit Präzision durchführen, indem er die Gradteilung an Ort und Stelle vornahm. Er benutzte drei verschiedene Thermoelemente, ließ jedes derselben während des Versuches an Ort und Stelle und konnte mittels eines Umschalters fast gleichzeitige und wiederholte Ablesungen machen.

Die wesentlichsten Punkte beim Studium der Wärmeausnutzung sind: der Gaseintritt; der Austritt der Verbrennungsprodukte aus dem Luftregenerator; der Austritt der Verbrennungsprodukte aus dem Gasregenerator. Die verschiedenen Temperaturen müssen in der Nähe der Umsteuerungsklappen ermittelt werden, welche einerseits den Generator vom Ofen, andererseits den Ofen vom Kamin trennen.

Die Gastemperatur schwankte zwischen 615° und 635° C und zeigte demnach eine große Regelmäßigkeit. Damour stellte fest, daß diese Temperatur um 70 bis 80° niedriger ist als im Generator, eine durch den Verlust in der Leitung begründete Temperaturabnahme. Auch die Temperatur der Verbrennungsprodukte bei Austritt aus der Gaskammer blieb annähernd stets dieselbe, indem auch sie nur zwischen 430° und 450° wechselte und Messungen von fünf zu fünf Minuten zwischen zwei Umsteuerungen (ein Zeitraum von einer Stunde) haben eine Differenz unter 20° C ergeben. Nur unmittelbar nach der Umsteuerung machte die Temperatur einen heftigen, kaum eine Minute andauernden Sprung, was von der Verbrennung des noch vorhandenen Generatorgases durch den Sauerstoff der Verbrennungsprodukte herrührte. Überraschend ist, daß der Austritt der Verbrennungsprodukte bei einer niedrigeren Temperatur erfolgte als der Eintritt der Gase; es

metrischer Apparate während der ganzen Versuchsdauer sorgfältig kontroliert wurde, und sind somit in ihrem Werte den Mittelwerten mindestens gleich zu achten.

ist dies eine Anomalie, deren Ursache nicht mit Sicherheit festgestellt werden konnte; sie kann veranlaßt sein durch die Abkühlung der Wände der Kammern, durch Einziehen kalter Luft, das bei Wänden, die unter Depression stehen, bekanntlich schwer zu verhindern ist. In allen Fällen war aber in den Partien der Kammer, welche der Glocke zunächst liegen, die Rekuperation negativ, die Gase begannen sich abzukühlen, bevor sie Wärme aufnahmen; dies kann das Zeichen eines Konstruktionsfehlers des Ofens (übertriebene Dimension der Gaskammer) sein, es kann aber auch aus falschem Betriebe hergeleitet werden.

Die Temperatur am Austritt der Luftkammer wechselt selbstredend viel mehr; sie nimmt regelmäßig zwischen zwei Umsteuerungen zu, wie aus den nachstehenden Resultaten eines normalen Umsteuerungsintervalles hervorgeht;

| | | |
|---|---|---|
| zu Anfang | 330° | was einer mittleren Temperatur von 410°, d. h. 30° unter jener der Gaskammer entspricht. |
| nach 1/4 Stde. | 375° | |
| „ 2/4 „ | 405° | |
| „ 3/4 „ | 430° | |
| am Ende | 405° | |

An der Hand dieser Zahlen 440° und 410° läßt sich die mittlere Temperatur beim Austritte der Verbrennungsprodukte kalkulieren. Die Register waren so gestellt, daß die Querschnitte der beiden Kanäle, die zum Kamin führten, im Verhältnisse 1 : 6 standen. Da die Verhältnisse des Zutrittes und des Widerstandes in den beiden Kammern nahezu die gleichen sind, kann man für diese Ziffern die Gasmengen, welche die Kammern passieren, berechnen und wird es dann leicht sein, die Mengen derart festzustellen, daß die mittlere Temperatur in den Kammern 415° beträgt.

Die Ofentempereratur selbst wurde bei diesem Versuche nicht gemessen, sie wurde wiederholt mit dem pyrometrischen Fernrohre von Mesuré et Nouel kontrolliert und ein Mittel zu 1520° gefunden.

Mit Rücksicht auf die Qualitätsverbesserung des Glasegab man dem Ofen einen heißeren Gang und erhielt das

durch einen Brennstoffverbrauch von 1500 kg in 24 Stunden, bei zurückgehendem Gewicht des Glases.

Die Gas- und Lufttemperatur der in den Ofen eintretenden Medien entnahm Damour den Arbeiten von Le Chatelier, aus welchen resultiert, daß in einem Siemensofen mit zwei Regeneratorkammerpaaren, welcher auf 1580° erhitzt wird, die Differenz zwischen der Temperatur des Gases beim Austritt aus dem Brenner und jener des Ofens 350° bis 400° C beträgt, während diese Differenz bei der Luft 400° bis 450° C erreicht. Es folgt daraus, daß im vorliegenden Falle das Gas mit 1650°, die Luft mit 1100° C eintritt.

---

Die Gasanalysen Damours wurden von Proben genommen, die man während der Dauer des Versuches angesaugt hatte. Die Feuchtigkeit bestimmte er gleichzeitig. Die Analysen wurden mit der Bunteschen Burette durchgeführt für $CO_2$, CO und O. Das Bunsensche Eudiometer diente zur Bestimmung des H und der Kohlenwasserstoffe im Rückstand. Die Anwendung von gesalzenem, vorher mit Gasen gesättigten Wassers diente zur Erhöhung der Genauigkeit der Analyse bis auf 0,5 %.

Die Ergebnisse, in Volumteilen ausgedrückt, waren:

| | | Verbrennungsprodukte | |
|---|---|---|---|
| $CO_2$ | 5,2 | | |
| CO | 20,3 | $CO_2$ | 16,6 |
| H | 13,2 | O | 1,0 |
| $C_2H_4$ | 3,1 | N | 82,4 |
| N | 58,2 | | |
| | 100,0 | | 100,0 |
| Wasser | 2,5 | Wasser | 12,2 |

---

Die Messung der Menge des im Generator verbrannten Brennstoffes wurde mit Vorsicht vorgenommen. Die Generatoren hatten zu Anfang und zu Ende des Versuches eine Brennstoffschicht von 85 bis 90 cm. Der Aschenfall wurde vor und nach dem Versuche gereinigt, um das Gewicht des Rost-

durchfalles genau festzustellen und den Brennstoffverbrauch zu bestimmen. Endlich wurden Proben des Brennstoffes und des Rostdurchfalles entnommen.

Insgesamt wurden in 36 Stunden 14,850 kg Kohle vergast.

Der kalorische Wert wurde mit Hilfe der „Bombe" festgestelllt; nachstehende Zusammenstellung ist das Ergebnis einer der vielen von P. Mahler nach verschiedensten Methoden durchgeführten Analysen[1]).

| | Elementaranalyse | Nach Abzug von Asche und Wasser |
|---|---|---|
| C | 82,418 | 87,031 |
| H | 5,089 | 5,374 |
| O + N | 7,193 | 7,595 |
| Asche | 4,100 | — |
| hygr. $H_2O$ | 1,200 | — |
| | 100,000 | 100,000 |

| | |
|---|---|
| Flüchtige Bestandteile nach Abzug von Asche und Wasser . . . . . . . | 30,41 % |
| Koks ohne Asche . . . . . . . . . | 69,59 „ |
| | 100,00 % |
| Beobachteter kalorischer Wert . . . | 8210 Kal. |
| Kalorischer Wert nach Abzug von Asche und Wasser . . . . . . . . . . | 8668 „ |
| Rostdurchfall entstanden . . . . . | 3769 kg. |

Die Zusammensetzung dieser verschiedenen Elemente stellt sich auf:

| | Lösche | | Asche | Schlacke |
|---|---|---|---|---|
| | großstückig 2405 kg | fein 422 kg | 422 kg | 520 kg |
| Hygroskop. Wasser . . . | 35,50 | 28,50 | 28,20 | 14,30 |
| Kohlenstoff . . . . . . . | 51,12 | 36,83 | 30,34 | 4,93 |
| Asche . . . . . . . . . | 13,38 | 34,67 | 41,46 | 80,77 |
| | 100,00 | 100,00 | 100,00 | 100,00 |

[1]) Siehe: „Contribution à l'étude des combustibles", par M. Pierre Mahler, Auszug aus dem „Bulletin de la société d'encouragement". Es ist dies die vollständige Studie über den Brennstoff von Béthune, welcher ausnahmslos in den Generatoren angewendet wurde.

Diese Zerlegung in Kategorien entspricht den Erfordernissen des Verkaufes. Die grobe Lösche wird am höchsten, die feine weniger hoch bezahlt; wertlos sind Asche und Schlacke, sofern man sie nicht als Ausfüll- und Packmaterial verwenden kann.

Die Bestimmung des Gewichtes des unter dem Roste verdampften Wassers erfolgte durch Absperrung der Wechsel und Ausschöpfen des Wassers mit einem Gefäß bekannten Inhaltes. Das verdampfte $H_2O$ stellte sich auf 10,12 cbm, im Rostdurchfall waren nach der Analyse noch 1,149 cbm enthalten, so daß das Nettovolumen des verdampften Wassers = 8,971 cbm (nicht 9,970 cbm, wie Damour berechnete) war. Dies mit den 14 850 kg Kohle in Zusammenhang gebracht, entspricht 67 % (?) des aufgewendeten Brennstoffes.

Ein Teil dieses Wassers wird von der Luft mitgerissen und passiert den Generator, ein anderer Teil wird von der äußeren Luft aufgenommen, da keine annähernde Übereinstimmung zwischen dem Feuchtigkeitsquantum, welches die Analyse in den Gasen nachweisen läßt, und dem Wasserquantum, welches verdampft wurde, festzustellen war.

Das Gewicht der geschmolzenen Glasmasse hat nur insofern Interesse, als die Materialien, die zur Glaserzeugung dienen, ca. 30 % Gase enthalten, welche sich den Verbrennungsprodukten anschließen und somit bei der Regeneration eine Rolle spielen.

Während der 36 Stunden wurden 25 150 kg Glasmasse chargiert, welche 17 000 kg Glas ergaben, und dementsprechend 7750 kg Gase, aus $H_2O$, $CO_2$, $SO_3$ bestehend, entwickelten. $CO_2$ waren 180 kg pro 1000 kg Glas, d. i. 3060 kg pro Charge, vorhanden, was einem Kohlenverbrauch von 14 850 kg entsprechen würde, wenn diese Menge $CO_2$ aus Kohle hergestellt werden sollte.

### 3. Kalkulation des kalorischen Ertrages.

Die vorstehenden Zahlen gestatten den Gang des Ofens vom kalorischen Standpunkt aus zu kontrollieren, d. h. die vom Ofen selbst konsumierte Wärme festzustellen, die Strahlung

kennen zu lernen, die Wärmevorgänge durch chemische Prozesse zu berechnen und die Wärmeverluste, welche sich in den verschiedenen Teilen des Ofens, der Regeneratoren, Generatoren usw. ergeben oder durch die Essengase herbeigeführt werden, zu ermitteln.

Da man die Zusammensetzung des Generatorgases, die Temperatur, unter welcher dasselbe in den Ofen eintritt, beziehungsweise die Regeneratoren verläßt, kennt, so kann man die Gesamtzahl von Kalorien bestimmen, welche per Gaseinheit disponibel sind. Man kennt weiter die Temperatur der Luft; die Analyse der Essengase erlaubt vor allem die Bestimmung der Sauerstoffmenge, welche zur Verbrennung nötig ist. Weiter läßt sich aber auch die Gesamtluftmenge, die pro Volumeneinheit Gas zugeführt werden muß, berechnen. Aus diesen beiden Angaben kann man dann auf die Anzahl Kalorien schließen, welche die Verbrennungsluft mitbringt. Die Summe beider Zahlen gibt die Menge der erzeugten Wärme, welche durch Verbrennung einer Volumeneinheit Gas entsteht.

Die Zusammensetzung der Kohle kennend, auch die des Gases, kann man vor allem das Gewicht des Brennstoffes, welches der Volumeneinheit Gas entspricht, feststellen und derart mit Bezug auf die verbrannte Kohle die im Ofen erzeugte Wärme bestimmen.

Die dem Ofen entzogene Wärme läßt sich auf gleiche Weise, mit Hilfe der Zusammensetzung und der Temperatur der Verbrennungsprodukte berechnen und kann auch auf das Gewicht der verwendeten Kohle bezogen werden.

Die Differenz zwischen der erzeugten und der dem Ofen durch den Essenzug entzogenen Wärme gibt die vom Ofen verbrauchte Wärmemenge.

Dies auf die Anzahl der im Brennstoff enthaltenen Kalorien bezogen, ergibt den kalorischen Effekt des Ofens.

Die Ergänzung auf 100 gibt die verlorene Wärme (Wärmeverluste).

Will man jetzt die **vom Gas mitgebrachte Wärme** ermitteln, so ist zu berücksichtigen, daß das Gas mit 1150° C eintritt. Auch besitzt es zwei Wärmequellen: die latente Wärme und die fühlbare Wärme, welche in folgender Tabelle zusammengestellt sind[1]).

| Gaszusammensetzung | In Vol. % | Molekularwärme | | Totale Wärme | Disponible Wärmemenge in Kalorien für die Volumeneinheit |
|---|---|---|---|---|---|
| | | Erwärmung auf 1150°[2]) | Verbrennung | | |
| $C_2O_4$ | 5,2 | 14,6 | — | 14,6 | 75,9 |
| $C_2O_2$ | 20,3 | 8,4 | 68 | 76,4 | 1550,9 |
| $H_2$ | 13,2 | 8,4 | 58 | 66,4 | 876,5 |
| $C_2H_4$ | 3,1 | 19,0 | 188 | 207,3 | 642,6 |
| $N_2$ | 58,2 | 8,4 | — | 8,4 | 488,8 |
| | 100,0 | | | | |
| $H_2O_2$ | 2,5 | 13,0 | — | 13,0 | 32,5 |
| | | | | | 3667,2 |

Die Gasvolumeneinheit war = 2232 l = 2,232 cbm und erzeugte im Ofen 3667 Kalorien.

Es bleibt das entsprechende Kohlengewicht zu bestimmen. Die Gewichtseinheit Kohle enthält 82,4% reinen C; dieser C wird nicht vollständig auf dem Roste verbraucht, weil sich Rostdurchfall bildet, und zwar ist der Verlust folgender. Für 14850 kg verbrannte Kohle lassen sich berechnen:

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| Lösche | 2405 mit 51,1% C | = 1228 kg | | |
| „ feine | 422 „ 36,8 „ C | = 155 „ | } | 307 kg |
| Asche | 422 „ 30,3 „ C | = 127 „ | } | |
| Schlacken | 520 „ 4,9 „ C | = 25 „ | } | |
| | | 1535 kg | | |

Die 14850 kg Kohle enthalten 82%, d. i. 12182 kg C.

[1]) Die Wärmewerte in Kalorien sind alle auf das Gasmolekul bezogen, d. h. auf 22,32 l. Die adoptierte Volumeneinheit ist gleich 100 Molekeln, d. i. 2232 l.

[2]) Die Wärmeangaben wurden den Arbeiten von Mallard und Le Chatelier entnommen.

Der Abgang ist somit $\frac{1535}{12182} = 12{,}6\,\%$. Woraus folgt, daß das Gewicht des wirklich verbrannten Kohlenstoffes 72,1 % des Brennstoffgewichtes beträgt. Diese 72,1 % treten in die Gaszusammensetzung ein, als CO, $CO_2$ oder Kohlenwasserstoff. Unter diesen Umständen ist es leicht festzustellen, daß die Volumeneinheit Gas 342 g C enthält; die Gewichtseinheit (in kg) Kohle enthält 721 g. Man muß, um ein Volumen Gas zu erhalten, 0,475 kg Brennstoff verbrennen. Berücksichtigen wir, daß die Kohle 8210 Kalorien Heizkraft besitzt, so entwickeln 0,475 kg 3900 Kalorien.

---

Um die **in den entstandenen Gasen enthaltene Wärme** zu ermitteln, ist zuerst das Luftvolumen, welches pro Volumeneinheit Gas dem Ofen zugeführt werden muß, festzustellen. Diese Bestimmung gestaltet sich schwierig infolge des vorhandenen Sauerstoffüberschusses, den jedoch die Analyse der Verbrennungsprodukte, unter Berücksichtigung des aus dem Glaseinsatze stammenden $CO_2$, feststellen hilft.

Es wird somit nötig, vorerst die Elementaranalyse der Schornsteingase durch Bestimmung der $CO_2$ zu ergänzen, welche dem Glaseinsatze entstammt. Diese Bestimmung wird sich später noch als wertvoll erweisen.

Nach dem Vorangegangenen enthalten die 14850 kg Kohle 10467 kg nützlichen C, welche sich in den Verbrennungsprodukten (der $CO_2$) wiederfinden müssen; der Glaseinsatz liefert etwa $^1/_{10}$ der Kohlensäuremenge der Essengase.

Die Zusammensetzung der Verbrennungsprodukte wird sein:

| | | Molekel | Gramm |
|---|---|---|---|
| $CO_2$ aus dem Glaseinsatz | | 1,2 = | 52,8 |
| $CO_2$ von der Verbrennung | | 15,4 = | 667,6 |
| $O_4$ Überschuß | | 1,0 = | 8,0 |
| $N_2$ „ | | 82,4 = | 1153,6 |
| | | 100,0 | |
| $H_2O_2$ vom Gase stammend | 1,4 | 12,2 = | 219,6 |
| $H_2O_2$ von der Verbrennung | 10,8 | | |

Es folgt daraus, daß die Volumeneinheit der Verbrennungsprodukte 185 Teile C aus dem Brennstoff enthält, welche 0,256 g i. e. 2,102 Kalorien entsprechen. Man folgert aus diesen Ziffern, daß ein Generatorgasvolumen 0,475 : 0,256 = 1,85 Volumina Verbrennungsgas entspricht.

Aus diesen Zahlen folgert sich, daß für 26,2 Sauerstoffmolekel, die für die Verbrennung erforderlich sind, ein Sauerstoffmolekul im Überschuß ist, und ferner, daß es nötig sein wird, um ein Volumen Gas zu verbrennen, in den Ofen $\left(\frac{33,5}{2}+6,2\right)\cdot\frac{27,2}{26,2}=33,64 \sim 24$ Sauerstoffmolekel eintreten zu lassen.

Die nötige Luftmenge wird wachsen auf 24 Sauerstoffmolekel + 90 Stickstoffmolekel = 114 Molekel insgesamt. Diese werden, auf 1100° C erhitzt, 800 Kalorien mitbringen.

Die dem Ofen pro Gasvolumen zugeführte Wärmemenge wird sein:

$$3667 + 800 = 4467 \text{ Kalorien.}$$

---

Der **Essenverlust** läßt sich auf gleiche Weise ermitteln.

| Essengaszusammensetzung | Volumenprozent | Molekularwärme der auf 1510° C erhitzten Gase | Gesamte entwichene Wärme |
|---|---|---|---|
| $C_2O_4$ | 16,6 | 21,7 | 360 |
| $O_4$ | 1,0 | 11,8 | } 984 |
| $N_2$ | 82,4 | 11,8 | |
| $H_2O_2$ | 12,2 | 19,1 | 233 |
| | | | 1577 |

Die Volumeneinheit der Verbrennungsprodukte führt 1577 Kalorien ab. Es entspricht dies der Verbrennung von 256 g Kohle. Daraus folgt, daß die entwichene Wärme für ein Gasvolumen, welches 475 g Kohle gleichkommt, 2945 Kalorien beträgt. Die Differenz zwischen beiden Wärmezahlen, der erzeugten und entwichenen, stellt die vom Ofen konsumierte Wärme dar, also:

$$4467 - 2945 = 1522 \text{ Kalorien,}$$

diese Zahl mit den in 475 g Kohle enthaltenen 3900 Kalorien in Zusammenhang gebracht, ergibt einen Nutzeffekt von:

$$1522 : 3900 = 0{,}39 = 39\,\%.$$

Somit steigt die von den Verbrennungsgasen mitgenommene, durch unvollständige Verbrennung und sonstige unvermeidliche Ursachen, wie durch Einziehen kalter Luft, Entweichen von Verbrennungsprodukten bei den Arbeitstüren usw., eingebüßte Wärme auf $100 - 39 = 61\,\%$.

Diese hohe Zahl läßt erkennen, daß der konstruktiven Vervollkommnung des Ofens noch ein weites Feld offen steht. Es muß jedoch bemerkt werden, daß, wenn man sich an das übliche System der Regeneration hält, ein Teil dieser Verluste als unvermeidlich anzusehen ist, z. B. bedingen die großen Regeneratorkammern einen Verlust durch Strahlung, welchen man zwar reduzieren, nie aber ganz beseitigen kann. Ebenso erleiden die Generatoren eine unvermeidliche Abkühlung; der Essenzug wiederum verlangt, daß die Verbrennungsprodukte noch mindestens 100° C warm seien.

---

Nicht unzweckmäßig erschien deshalb eine detaillierte Untersuchung speziell jener Wärmeverluste, welche man durch Verbesserungen am Ofen (ohne das Prinzip zu ändern) beseitigen kann („unnötige Verluste“ der Regeneration).

4. Um die **Größe dieser Wärmeverluste** zu ermitteln, sollen drei Arten von Wärmeverlusten unterschieden werden: die 1. durch Strahlung, 2. durch unvollständige Verbrennung der Kohle und 3. durch die in der Esse verbrannten Gase.

Im folgenden sollen diese Verluste auf die gesamte disponible Wärme bezogen werden, d. h. auf die Anzahl Kalorien, welche in der verbrauchten Kohle enthalten sind. Auf solche Art wird es möglich sein, die Verluste zu summieren und den Gesamtverlust zu erhalten.

1. Verlust durch Strahlung. Hierbei handelt es sich nicht um die Abkühlung des Ofens, welche nötig ist für seine Erhaltung, es gilt vielmehr der Feststellung des Ver-

lustes, der zwischen den Generatoren und Regeneratoren, d. h. in dem Gassammler und der Gasleitung auftritt.

Die Gase, welche aus dem Generator austreten, haben 700° und nicht mehr als 620° bei ihrem Eintritt in die Kammer; sie haben somit die diesen beiden Temperaturen entsprechende Abkühlungswärme verloren, eine Wärme, die sich feststellen läßt, da die Gaszusammensetzung bekannt ist. Man kann vor allem das Gewicht der Kohle, welches der Volumeneinheit Gas, die sich auf die Menge C im Gas und im Brennstoff basiert, bestimmen und daraus die disponible Wärmemenge ableiten. Die Zusammenstellung dieser zwei Zahlen gibt das Maß des Verlustes, welches Damour zu 1,8% ermittelte.

Nach seiner Kalkulation war:

| Gaszusammensetzung | | Spezifische Wärme der Erhitzung | | Totale Wärme der Erhitzung | | Differenz |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | bei 620° | bei 700° | bei 620° | bei 700° | |
| $C_2O_4$ | 5,2% | 6,71 | 7,78 | 34,8 | 40,45 | 5,7 |
| $C_2O_2$ | 20,3 „ | 4,46 | 5,07 | 90,5 | 102,90 | 12,4 |
| $H_2$ | 13,2 „ | 14,46 | 5,07 | 58,9 | 66,90 | 8,0 |
| $C_2H_4$ | 3,1 „ | 8,37 | 9,89 | 26,7 | 30,60 | 3,9 |
| $N_2$ | 58,2 „ | 4,46 | 5,07 | 259,5 | 295,10 | 35,5 |
| | 100,0 „ | | | | | |
| $H_2O_2$ | 3,5 „ | 6,13 | 7,08 | 21,5 | 24,80 | 3,3 |
| | | | | 491,9 | 560,70 | 68,8 |

Danach verhält sich 68,8 : 3900 = 1,8 : 100.

Die Abkühlung in den Generatoren hängt zum Teile ab von der Einwirkung des Aschenfalles, auch übt darauf die reichliche Verdampfung einen Einfluß aus. Nach Damours Zahlen erreicht die Verdampfung 67% des Gewichtes des verwendeten Brennstoffes.

Die Temperatur des Wassers unter dem Roste sei 40°, und die Temperatur des Dampfes betrage 80°, dann findet man, daß diese 670 g, welche pro Kilogramm Kohle verdunsten, 395 Kalorien absorbieren. Da die verwendete Kohle einen kalorischen Wert von 8210 Kalorien besitzt, stellt sich

die Verdampfung unterm Rost als Verlust von $\frac{395}{8210} = 4{,}8\,\%$ der Gesamtwärme dar.

Ohne Zweifel ist diese Wasserverdampfung nicht überflüssig, so z. B. wird in dem Ofen, der uns beschäftigt, dadurch Wassergas erzeugt, auch werden die Generatorgase angereichert, aber es ist nicht abzuleugnen, daß die Verdampfung des Wassers Wärme absorbiert, und daß diese Wärme nirgends wieder gedeckt ist. Man hat es daher mit einem wirklichen Wärmeverlust von 4,8 % zu tun.

---

Die **unvollständige Verbrennung der Kohle** ergibt sich aus obigen Zahlen. Man erkennt, daß der Rostdurchfall 1535 kg auf 14580 kg Brennstoff beträgt. Da nun die Verbrennungswärme des Kohlenstoffes sich auf 8080 Kalorien stellt, so steigt der Verlust somit auf 10,4 % der disponiblen Wärmemenge.

---

Der **Essenverlust** wird auf demselben Weg bestimmt, wie die Wärme ermittelt wird, die vom Ofen weggeführt wird Nimmt man an, daß der Essenzug, um wirksam zu sein, eine Temperatur der Verbrennungsprodukte von 100° erfordert, so darf als Verlust nur jene Wärme gerechnet werden, welche zwischen 100° und den beobachteten 440° liegt. Man findet dann, daß der Verlust 13,3 % beträgt.

Die oben gefundenen Resultate zusammenziehend, erhält man den Verlust durch:

| | | |
|---|---|---|
| Abkühlung vor den Regeneratorkammern | = | 1,8 % |
| Verdampfung des Wassers unter dem Roste | = | 4,8 „ |
| unvollst. Verbrennung des Kohlenstoffes | = | 10,4 „ |
| Essenzug | = | 13,3 „ |
| | Total | 30,3 %. |

Diese Ziffer ist selbstredend ein Minimum, und gibt lange nicht die gesamte, nicht verwertete Wärme an, aber sie läßt mit genügender Genauigkeit die Menge der unnötig verlorenen Wärme, d. i. jene Wärme, erkennen, welche durch Ver-

besserungen in der Ofenkonstruktion wiederzugewinnen sein würde.

Dies mit der totalen Verlustziffer von 61 % in Zusammenhang gebracht, zeigt, daß noch rund 30 % Verluste verbleiben, die sich nicht präzisieren lassen. Durch diese 30 % werden der Verlust durch das Entweichen der verbrannten Gase durch die Arbeitsöffnungen und die Abkühlung der Kammern ausgedrückt. Die Strahlung der Kammern macht einen großen Teil des Verlustes aus, und man sieht, daß es von Vorteil ist, die Dimensionen nicht übermäßig groß zu wählen. Die Ökonomie, welche durch Verminderung der Strahlungsfläche einer der Gruppen der Kammern zu erzielen ist, kann bis zu 10 % und sogar mehr betragen.

Bezieht man die Zusammensetzung der Gase auf 2202 Kal., welche in 0,256 kg Kohle enthalten sind, so erhält man nachstehende Zahlen, die einen Verlust von 13,3 % darstellen.

| Gaszusammensetzung Elemente | Volumina | Spezifische Wärme für die Erhitzung auf 100° | auf 415° | Differenz | Verlorene Wärme in Kalorien |
|---|---|---|---|---|---|
| $CO_2$ | 16,1 | 0,69 | 4,20 | 3,51 | 58,1 |
| $O_2$ | 1,0 | 0,68 | 2,94 | 2,26 | 188,4 |
| $N_2$ | 82,9 | 0,68 | 2,94 | 2,26 | |
| | 100,0 | | | | |
| $H_2O$ | 12,2 | 0,84 | 3,88 | 3,04 | 37,1 |
| | | | | | 283,6. |

5. Im Anschluß an das Vorstehende wäre festzustellen, ob der **neue Siemensofen** die Möglichkeit bietet, **diese Verluste zu beseitigen;** diesbezüglich ist zunächst zu konstatieren, daß hinsichtlich der Abkühlung ein Fortschritt zu verzeichnen ist. Man kann dabei auf eine Ersparnis von 1,8 %, und außerdem noch auf einen Gewinn, der sich durch die Beseitigung der Gaskammer ergibt, rechnen. Was den entstehenden Wasserdampf anlangt, so besteht zwischen beiden Öfen die einzige Verschiedenheit darin, daß im einen Falle die Verdampfungswärme vom Ofen selbst, im anderen von einer außerhalb liegenden Quelle geliefert wird, woraus aller-

dings eine Brennstoffökonomie, aber eine mehr scheinbare als wirklich vorhandene resultiert.

Rostdurchfall (Cinders) gibt es beim neuen Ofen nicht, die Verbrennung ist vollkommen; die Asche gleicht Schiefern, woraus sich, wenn man vom Verkauf der Cinders absieht, ein Gewinn von 10,4 % ergeben würde.

Auf eine Ersparnis von 12 % und ev. auch auf eine noch höhere Ziffer kann man, infolge des Wegfalles eines Regeneratorenpaares, rechnen.

### Von der Regeneration in Gasöfen.

Die Regeneration der Wärme, d. h. die Kunst, alle verlorene Wärme im Ofen wieder nutzbar zu machen, ist einigen einfachen und selbstverständlichen Gesetzen unterworfen, aber es ist nötig, beim Studium derselben immer folgendes vor Augen zu halten.

1. In einem Gasofen ist die einzige Wärmequelle der auf dem Roste verbrannte Brennstoff. Die verbrannten Gase, wie das Wasser und die $CO_2$ sind keine Brennstoffe, sie können also auch keine Wärme erzeugen; an einem Punkte unter Wärmeabsorption zerlegt, verbinden sie sich an einer anderen Stelle wieder, eine der Absorption gleiche Wärmemenge entwickelnd, ohne die vom Brennstoffe entwickelte Gesamtwärme zu modifizieren. Dies sind Mittel, um die Wärme zu übertragen; sie führen die fühlbare Wärme in latente Wärme über oder umgekehrt und sind nützliche Behelfe für die Temperaturverteilung in einem Ofen, indem sie es erlauben, die Regeneration zu verbessern.

2. Das einzige Gas, welches der Verbrennung der Kohle dienen kann, ist die atmosphärische Luft. — Wasser und $CO_2$ werden an einer Stelle des Ofens zerlegt, an einer anderen wiederhergestellt, ohne etwas von ihrem Sauerstoff an die Kohle abzutreten, wobei das System des Ofens oder Generators gleichgültig ist. Die Gesamtmenge der Luft ist für eine gegebene Kohlenmenge immer dieselbe, lediglich wechselt das Verhältnis der primären Luftmenge zur sekundären; die beiden Zahlen zusammen ergeben eine konstante Summe.

3. Alle Reaktionen der Verbrennung kommen auf die Verbrennung des Brennstoffes zu. Die gesamte erzeugte Wärme ist dabei gleich der bei dieser Verbrennung mittels kalter Luft entwickelten Wärmemenge, d. h. gleich dem kalorischen Wert des Brennstoffes, auf den man alle entwickelten Wärmen zurückzuführen hat[1]).

Die Regeneration der Wärme unterliegt gleichfalls zwei Gesetzen.

1. Ist es, damit die Regeneration vollständig sei, nötig, daß die Verbrennungsgase keine Wärme forttragen, d. h. aus dem Kamin mit einer der Atmosphäre ähnlichen Temperatur austreten. Das setzt voraus, daß Gas und Luft in die Kammern mit der Temperatur der äußeren Atmosphäre eintreten, das ist jedoch nur bei der Luft der Fall, nicht aber beim Gas, dessen Temperatur 600 bis 800° beträgt. Daraus folgt, daß in einem Gasofen mit zwei Kammernpaaren eine vollständige Rekuperation unmöglich ist.

2. Um einen Ausgleich der Wärmeeinheiten unter zwei Gasmassen zu haben, muß die gesamte Erwärmung der Gase, welche die Wärme absorbieren, gleich sein jener der Verbrennungsprodukte, welche ihre Wärme abgeben.

---

Bei der Untersuchung der Folgerungen, die sich

[1]) Es sind nicht selten Gegenüberstellungen zwischen einzelnen Öfen und Generatoren anzutreffen, die einzig darauf basieren, daß der kalorische Wert der erzeugten Gase verglichen wurde, ohne daß auch nur eine Andeutung gegeben wäre über die Temperatur, mit welcher die Gase den Generator verlassen, noch weniger von dem Gewicht des verbrannten Brennstoffes, mit dem die Volumeneinheit korrespondiert. Unter diesen Verhältnissen sind die Angaben ohne Wert, und derart Schlüsse ziehen, heißt die bestehenden Gesetze verkennen. Die Zerlegung des $H_2O$ kühlt den Generator ab durch Absorption einer Wärmemenge, welche genau gleich ist der Wärmemenge, die der Wasserstoff bei der Wiederverbrennung entwickelt; das Gas ist reicher, enthält mehr latente Wärme, es ist aber kälter und führt weniger fühlbare Wärme.

Die Wärmemenge, welche nach der Gaszusammensetzung ermittelt wird, besagt gar nichts, wenn man nicht zugleich die Temperatur und das Gewicht der entsprechenden Brennstoffmenge angibt, sie erlaubt auch keinen Schluß auf die Güte eines Ofens.

aus diesen Vorgängen ergeben, sei vorausgesetzt, daß der Brennstoff Kohlenstoff sei, doch werden sich die Schlüsse ebensogut hydrierten Brennstoffen anpassen, um so mehr als man die Berechnung auf die kalorische Kraft des Brennmaterials beziehen kann.

### 1. Anwendung von atmosphärischer Luft allein für die Vergasung.

Wir haben dabei mit drei Fällen zu rechnen: der Erhitzung der sekundären Luft allein, der Vorwärmung der sekundären Luft und des Gases und der Erwärmung der primären Luft und des Gases.

Bei der **Erhitzung der sekundären Luftmenge allein** ist die Rekuperation unvollständig, da die Verbrennungsprodukte eine weit größere Gasmenge darstellen als die Luft.

Für ein Molekul Kohlenstoff $C_2 = 12$ gibt die Verbrennung ein Molekul Kohlensäure $C_2O_4$ und vier Molekel N aus der Luft.

$$C_2 + O_4 + 4\,N_2 = C_2O_4 + 4\,N_2.$$

Das Luftvolum der sekundären Luft stellt sich auf die Hälfte des totalen Luftvolumens, d. h. $= O_2 + 2\,N_2$.

Bei 1600° enthalten die Verbrennungsprodukte $C_2O_4 + 4\,N_2 = 72{,}5$ Kalorien.

Die Sekundärluft, durch Rekuperation auf diese Temperatur gebracht, enthält 30 Kalorien; die Differenz 72,5—30,0 = 42,5 Kalorien in Zusammenhang gebracht mit der totalen, entwickelten Wärme (97 Kalorien), repräsentiert einen Verlust von 43 %.

Bei 1400° ist der Verlust nicht höher als: 63 — 27 = 36 i. e. 37 %.

In Wirklichkeit sind diese beiden Zahlen höher infolge der unvermeidlichen Entstehung von $CO_2$ im Generator, welche die sekundäre Luftmenge vermindert.

Bei den Öfen, welche nur Luft anwenden und nur die Sekundärluft mittels Rekuperation erwärmen, gibt es einen Minimalverlust durch die Essengase von 37 bis 43 %.

Vorwärmung der Sekundärluft und des Gases. Die Wirkung der Regeneration ist begrenzt durch die Temperatur

der aus dem Generator austretenden Gase, welche, wenn kein Dampf unter dem Rost angewendet wird, etwa 700° beträgt. Es wird sich somit die Rekuperation außer auf die Erwärmung der Luft nur ausdehnen können auf die zwischen der Ofentemperatur (1400 bis 1600°) und der Temperatur von 700° liegende Wärmemenge.

Die Berechnung gibt bei 1600° einen Nutzeffekt von 65 %, bei 1400° einen solchen von 60 %. Die Wärmeverluste, welche oben angeführt wurden, werden auf 15 % herabgesetzt. Dies sind rein theoretische Zahlen, die von den tatsächlich zu erreichenden weit entfernt sind, aber mit jenen des vorigen Falles, wobei nur die Sekundärluft allein erhitzt wurde, verglichen, einen Begriff von dem Vorteil, der durch die Erwärmung des Gases resultiert, geben.

Diese Zahlen lassen einen Schluß auf eine Behauptung von F. Siemens zu. Dieser nämlich versicherte, daß die Leitung zwischen Generator und Ofen keine Nachteile besitze und daß die dadurch veranlaßte Abkühlung durch den Durchzug der Gase durch die Kammern aufgehoben werde. Dies ist wahr für einen Ofen, wo man nur die Luft erwärmt, weil selbst eine Rekuperation vollkommenster Art immer noch 11 bis 14 % der disponiblen Wärme unbenutzt läßt, während die Abkühlung durch die Leitung nur 5 bis 7 % beträgt. (Vgl. II. Kapitel, Abschn. „Generatoren“.)

Die **Erwärmung der Primär- und Sekundärluft** würde beim Ofen Biedermann-Harvey zutreffen, wenn man nicht Verbrennungsprodukte zuführte und voraussetzen dürfte, daß der Generator einer Temperatur von 1000° bis 1200° auf die Dauer widerstände, ebenso auch nur mit warmer Luft gespeist werde, welche dem Scheitel der Kammer entnommen wird.

Die totale Rekuperation läßt sich nicht höher als in den vorigen Fällen treiben, weil die spezifische Wärme der $CO_2$ größer ist, als jene des CO. Bei 1400° nämlich steigt die Differenz auf 20—10,7 = 9,3 und bei 1600° auf 24—12,1 = 11,9.

Diese Zahlen mit der Verbrennungswärme des Kohlen-

stoffes (97 Kalorien) in Verbindung gebracht, geben bei 1400 bez. 1600° C 9,6 und 12,2 % Verlust, demnach etwas bessere Resultate als im vorigen Falle.

---

Man hat sich jetzt die Frage vorzulegen, läßt sich die Wärmeausnützung durch Erhitzung der Luft verbessern und Wärme zurückgewinnen durch die Primärluft, die Sekundärluft und das Gas?

Solange man nur Luft als gasbildend anwendet, ist diese dreifache Rekuperation unmöglich. Es ist klar, daß das **beste Mittel,** die **Wärme aufzuspeichern,** die **Luft** sein wird, weil sie das Gas von der niedrigsten Anfangstemperatur ist. Man sollte somit erst dann daran denken, das Gas zu erwärmen, **wenn** die **Luft bereits möglichst viel Wärme absorbiert,** d. h. sobald sie sich zu mindesten auf eine dem der Wärme der Generatorgase ähnliche Temperatur erhitzt hat. Man ist dann imstande, die Temperatur zu bestimmen, von der an eine Regeneration des Gases möglich wird; es ist das jene, bei welcher die Vergasung des C ($C_2 + O_2 = C_2O_2$) ohne Änderung der Temperatur stattfindet, d. h. sie übersteigt die Temperaturen, welche man in metallurgischen Apparaten überhaupt erzielen kann.

An Hand des Vorstehenden gelangt manzu dem Schlusse, daß mit der alleinigen Verwendung von Luft zur Gasbildung die totale Rekuperation unmöglich ist, der Wärmeverlust wird immer auf 10 % steigen und weiter wird nur bei vollständiger Erwärmung der Luft ein zufriedenstellendes Resultat zu erhalten sein.

### 2. Verwendung des Wassers als Gasbildner.

Schon vielfach hat man versucht, Wasser als Gasbildner zu verwenden. Die wertvolle Eigenschaft des Wassers, bei seiner Zerlegung zwei Verbrennungsgase ohne Stickstoff zu ergeben, hat dazu geführt, daß man auf seine Verwendung die übertriebensten Hoffnungen baute; sie war auch die Ursache vieler Täuschungen und fehlerhafter Schlüsse. Alle

Trugschlüsse resultieren daraus, daß man im Wasser eine wirkliche Gasquelle zu finden glaubte, einen Gehilfen des C. während dieser Körper, welcher seiner Natur wegen dem Ofen gar keine Wärme zuführen kann, ja für seine Verdampfung sogar Wärme verbraucht, nur als Gehilfe der Regeneration aufzutreten vermag. Durch das Studium der Regeneration läßt sich die Rolle dieses Körpers präzisieren.

Das Wasser spielt eine zweifache Rolle: 1. der Sauerstoff vermindert die Luftmenge, welche zur Gaserzeugung nötig ist und erhöht im gleichen Maße die sekundäre Luftmenge; 2. setzt es die Temperatur des Gases um soviel WE herab, als zur Zerlegung erforderlich sind; diese Temperaturherabsetzung ist jedoch begleitet von einer Anreicherung des Gases, welche sich durch Entwicklung von Wasserstoff und Bildung von CO äußert. Der Gewinn aus dieser Anreicherung ist der fühlbaren, bei der Zerlegung des $H_2O$ verlorengegangenen Wärme gleich, dagegen ist durch diese Anreicherung die totale Wärmemenge und weiter die Verbrennungswärme (mit kalter Luft) nicht geändert worden.

---

Die Prüfung dieser doppelten Rolle des Wassers in der Rekuperation wird das Maß der Vorteile des Wassergases erweisen.

1. Mit der **Rekuperation der Sekundärluft** hat man in solchen Öfen zu rechnen, bei denen nur Kammern für die Erwärmung der Sekundärluft bestehen, und wo mitunter Generatoren mit Dampfinjektion nach System Lencauchez vorhanden sind.

Das Gas nimmt an der Rekuperation nicht teil, auch ist es klar, daß die Herabsetzung der Temperatur, welche unter dem Einflusse des Wasserdampfes eintritt, auf den Verlauf des Prozesses nachteilig einwirken muß. Dagegen ist die zweite Aufgabe, welche dem Wasserdampfe zugewiesen ist, die Vergrößerung der sekundären Luftmenge, welche die Kammern passiert, von großem Wert, indem durch sie die Rekuperation verbessert wird.

Es ist leicht einzusehen, daß sich die Regeneration der Wärme zwischen den Zahlen, welche der Erwärmung der Ge-

samtluftmenge und jener, welcher der Erwärmung der Sekundärluft entsprechen, bewegen muß. Bei 1600° liegt der Wärmeverlust zwischen 43 % und 12,2 %, bei 1400° zwischen 37 % und 9,6 %. In der Praxis enthalten aber selbst die reichsten Gase nicht mehr wie 18 % H und 23 % CO. Setzt man, um ein Maximum zu erhalten, fest, daß gleiche Volumina dieser Gase vorhanden wären, so würde folgen, daß die Hälfte der primären Luftmenge durch Wasserdampf ersetzt sei und daß der Wärmeverlust von 43 auf 27 % bei 1600°, von 37 % auf 23,3 % bei 1400° herabgegangen sein muß.

Diesen Verlustziffern muß noch die Verdampfungswärme des $H_2O$, welche bis auf 4,8 % steigen dürfte, hinzugefügt werden; dadurch würden die vorgehenden Zahlen auf 28,1 % Wärmeverlust bei 1400° C und 32,6 % Wärmeverlust bei 1600° C steigen.

2. **Die Rekuperation von Gas- und Sekundärluft** findet sich bei Siemensöfen mit zwei Paar Regeneratorkammern mit Wassergasbetrieb, wie ein solcher oben behandelt wurde. Auch hier wieder kommt die zweifache Rolle, welche der Wasserdampf spielt, auf die Vergrößerung der sekundären Luftmenge zur Geltung. Der Effekt ist derselbe wie vorher. Andererseits verbessert die Verminderung der Gastemperatur die Rekuperation, da sie die Wärmeaufnahmefähigkeit des Gases erhöht. Die Verwertung der disponiblen Wärmemenge nach der Erwärmung der Luft muß besser sein wie früher und dürfte bei 1400° 65 %, bei 1600° 69 % betragen. Die Verluste werden auf 8,5 % fallen.

Die Verdampfungswärme des Wassers würde als Grenze für die Rekuperation bei 1400° genau soviel wie bei 1600°, d. h. einen Wärmeverlust von 13,3 % ergeben.

3. **Auf die gesamte primäre und sekundäre Luftmenge** erscheint **die Rekuperation** beim Ofen von Biedermann & Harvey ausgedehnt, wenn alle Generatoren auf warme Luft eingerichtet werden können, ohne daß zugleich gepreßte kalte Luft zugeführt werden müßte.

In diesem Falle ist Dampf nicht von Nutzen. Es ist wertlos, das Verhältnis zwischen primärer und sekundärer

Luft zu ändern, da es stets die Rekuperation im gleichen Maße beeinflußt, doch ist es angebracht, die Gastemperatur herabzusetzen. Die für die Dampferzeugung verbrauchte Wärmemenge ist ein reiner Verlust.

Aber der Wasserdampf ermöglicht nach Erwärmung der Luft die teilweise Rekuperation durch das Gas, die, wie oben gezeigt wurde, unmöglich war, wenn man Luft allein als Gasbildner benutzen wollte. Man wird tatsächlich, indem man dem Generator die Wärme für die Zerlegung des Wassers nimmt, um sie im Ofen wieder zu gewinnen, die Gastemperatur bis auf die Grenze der Zerlegung, d. i. 600°, herabsetzen.

4. Auf die **totale Luftmenge** (primär und sekundär) **und auf das Gas** ausgedehnt hat man die **Rekuperation** bis heute, soweit dem Verfasser bekannt, noch nicht. Trotzdem ist aber leicht einzusehen, daß solch eine Einrichtung auch nicht von besonderem Werte sein kann, weiß man doch, daß nach Erwärmung der ganzen Luftmenge nur 9 bis 12% der Wärme disponibel bleiben, und daß die Anwendung des Dampfes ca. 5% absorbiert. Es würden demnach nur 4 bis 7% gewonnen werden, die sich jedoch mit Rücksicht auf die praktische Durchführung auf 2,5 bis 5% reduzieren. Diese aber dürften zweifellos durch die Abkühlung der Kammerpaare, welche man dem Ofen anschließen müßte, auch noch kompensiert werden.

---

Aus vorstehendem geht hervor, daß die Anwendung des Wasserdampfes die Leistung eines Ofens etwas verbessert, wenn man nur die sekundäre Luft erhitzt; sie verbessert dieselbe merklich, wenn sekundäre Luft und Gas erhitzt werden; sie ist jedoch wertlos, wenn das gesamte Luftquantum erwärmt wird; einen etwas ökonomischeren Betrieb ergibt sie jenen Öfen gegenüber, in denen nur Luft erhitzt wird.

### 3. Anwendung der Kohlensäure als Gasbildner.

Die $CO_2$ spielt genau dieselbe Rolle wie der Wasserdampf; der einzige Unterschied besteht in den Temperaturen,

welche dabei in den Öfen auftreten. Man darf allerdings die latente Wärme der Verdampfung, welche bei der Verwendung des Wasserdampfes als Nachteil bemerkbar wird und von dem Effekt in Abzug gebracht werden muß, nicht berücksichtigen. Vor allem muß die $CO_2$, wenn man versucht sie zu regenerieren, den Verbrennungsprodukten entnommen werden. Die Ableitung findet immer im entgegengesetzten Sinne zum Essenzuge statt und verlangt in weiterer Folge eine genügend große Dampfmenge; man hat es demnach mit einer Mischung von $H_2O$ und $CO_2$ zu tun, auf welche die Schlüsse des vorhergegangenen Abschnittes fast genau passen.

Der einzige Ofen, welcher diesen neuen Gasbildner einführte, ist der von Biedermann & Harvey. Im nachstehenden soll das Maximum der Rekuperation, welches von ihm erwartet werden kann, festgestellt und einige ihm anhaftende Fehler erörtert werden.

Man kann bei diesem Ofen drei Gangarten annehmen. Erstens wird man warme, dem Oberteil der Kammern entnommene Luft in den Generator eintreten lassen können, ohne kalte Luft durch die seitliche Düse einzublasen. Der Ofen gestattet die Erwärmung der Luft und läßt weiter die vorzüglichste Rekuperation zu. Hierbei ist es nicht richtig, ja sogar schädlich, $CO_2$ unter den Rost einzublasen, da der Ofen in diesem Falle keine Rekuperation der Gase erlauben würde. Zweitens wird man die Generatoren mit kalter Luft bedienen können, (also ohne warme Luft), derart die Erwärmung der sekundären Luft allein durchführend. Dann wird die $CO_2$ wie der Wasserdampf die Regeneration fühlbar verbessern; die Öfen werden genau wie die, auf welche vorher schon hingedeutet wurde, betrieben werden können, aber eine etwas bessere Wärmeausnützung ergeben, da eine Partie des $H_2O$ durch die $CO_2$, welche keine latente Wärme für Verdampfung benötigt, ersetzt wurde.

Endlich hat man es, wenn man eine Mischung von warmer und kalter Luft anwendet, mit dem Verfahren zu tun, welches seit der ersten Anwendung des Ofens gepflogen wurde; $H_2O$ und $CO_2$ intervenieren dann im doppelten Sinne. Ein der-

artiger Gang rechtfertigt sich jedoch nur durch die Notwendigkeit, die Temperatur unter dem Aschenfall herabzusetzen, da die Gitterstäbe bei über 500° verbrennen. Von diesem Gesichtspunkte aus konkurrieren $H_2O$ und $CO_2$ in bezug auf die Abkühlung, sie tragen dazu bei, das Verhältnis der Primärluft zur Sekundärluft herabzusetzen.

Um das Resultat eines solchen Ganges zu charakterisieren, genügt es zu bemerken, daß der Ofen wie im vorhergehenden Falle betrieben werden wird, aber unter der Voraussetzung, daß die Primärluft, statt auf die gewöhnliche Temperatur, auf 500° unter Rückgewinnung der Wärmeverluste erhitzt ist. Es folgt daraus eine Ausnützung der Wärme von 33% bei 1400°, von 28% bei 1600° jener Wärmemenge, welche diese Luft absorbiert, wenn sie auf das Maximum erhitzt werden würde. Dies würde einer Ökonomie von 5 und 4,4% gleichkommen. Dann ergäbe der Ofen auf Grund der früheren Berechnungen bei 1600° einen Wärmeverlust $= 27{,}6 - 4{,}4 = 23{,}2\%$ und bei 1400° $= 24{,}3 - 5{,}0 = 19{,}3\%$.

---

Die Anwendung der $CO_2$ hat somit keinen Nutzen, wenn man die Primärluft erhitzt. In den anderen Fällen bietet sie die Vorteile des Wassers. Im Ofen Biedermann & Harvey führt sie, verglichen mit einem Ofen mit nur einer Gruppe von Kammern für Wassergas, zu einer Verbesserung von 5%. Das Endergebnis ist aber trotzdem ein derart minderwertiges, daß diese Öfen kaum denen mit zwei Kammerpaaren und Wassergas, d. h. dem gewöhnlichen Siemensofen älterer Ausführung, gleich zu rechnen sind!

Diese Tatsachen stehen allerdings in keiner Übereinstimmung mit den Behauptungen der Konstrukteure des Ofens; um diese zu würdigen, sei darauf hingewiesen, daß die Behauptung, daß 50% erspart würden, auf das Faktum begründet wurde, welches durch die wohlbekannte Reaktion $CO_2 + C = 2\ CO$ ausgedrückt ist. Dies besagt bekanntlich, daß die Anwendung der $CO_2$ mit derselben Kohlenstoffmenge zweimal soviel CO ergibt, als mit Sauerstoff zu erreichen ist. Siemens behauptet nun, und das mit Recht, daß wenn der Ofen eine genügende

Temperatur hat, es nicht unmöglich ist, die Generatoren mit Verbrennungsprodukten zu versorgen und daß man auf diese Art eine größere Gasmenge erhalten kann; auch wird das Gas auf diese Weise ebenso reich sein, wie bei den gewöhnlichen Generatoren. Aber Siemens hat sich nicht vergewissert, wo dieser Überschuß an disponiblen Kalorien beim Austritt aus den Generatoren hergenommen wurde, daß diese nachgewiesenermaßen nicht vom Brennstoffe herkommen; Siemens hat einfach angenommen, daß sie dem Wärmeverlust der Verbrennungsgase (Essenverlust) entnommen werden, und das ist nach Damour der schwache Punkt ihres Urteils!

Die Kalorien sind in Wirklichkeit dem Ofen selbst entnommen, um ihm sogleich wieder zurückgegeben zu werden, derart einen Kreis durchlaufend, ohne Vorteil für die Ofentemperatur und Rekuperation. Die $CO_2$, welche man unter den Rost schickt, verändert in nichts jene $CO_2$, welche aus dem Kamin entweicht; die Menge der Verbrennungsprodukte hängt einzig von der verbrannten Kohle ab. Die den Essengasen entzogene $CO_2$ kehrt zum Ofen zurück und muß immer wieder bei der Esse hinaus, und, den Fall der Gasbildung durch $CO_2$ allein veraussetzend, resultiert, daß jedes C-Molekul den Ofen zweimal passiert, daß die Essengasmenge verdoppelt wird. Es gibt hier zwei Effekte, welche sich gegenseitig aufheben. Die Konstrukteure suchten durch die Anwendung von $CO_2$ die Wärme eines Teiles der Verbrennungsprodukte wiederzugewinnen, aber diese Methode vergrößert die Menge der Verbrennungsprodukte genau um jene Menge, welche man von den Essengasen zurückleitet. Demnach ist hier keine Regeneration des Kohlenstoffes vorhanden!

## § IV. Schlüsse.

Die vorgegangene Studie ist rein theoretischer Natur; um sie praktisch wertvoll zu gestalten, müßte man an den Zahlen viele Änderungen vornehmen. So wurde beispielsweise vorausgesetzt, daß die gänzliche Rekuperation möglich ist, in der Praxis ist für die Wärmeübertragungen ein minimaler

Unterschied von 150 bis 200° zwischen den bei der Rekuperation tätigen Materialien und den Gasen nötig und muß außerdem noch die erforderliche Temperatur für den Essenzug verbleiben. Man hat auch die Abkühlung zu berücksichtigen, deren Notwendigkeit angedeutet wurde.

Unter allen Umständen bleiben aber die vorhergegangenen Ableitungen richtig.

Von allen im Gebrauche stehenden Regenerativsystemen ist das mit zwei Gruppen von Kammern (Siemensofen), bei welchem die Erwärmung von Gas und Primärluft durchgeführt ist, das vorzüglichste. Dieses System vermindert den Wärmeverlust auf 10 bis 15% und gibt einen kalorischen Effekt von 85 bis 90%. Es bleibt sich ziemlich gleich, ob man Wassergas, oder nur Luft allein anwendet, doch gibt es einen, allerdings unbedeutenden, praktischen Vorteil, wenn man teilweise Wassergas benützt.

Die Öfen, welche nur die sekundäre Luft erhitzen, haben einen viel geringeren kalorischen Effekt und gelangen selbst bei Anwendung von Wassergas[1]) nur auf 70 bis 75%. Das beste System der Regeneration wäre die vollständige Erhitzung der Luft, welche nur 10% der Wärme als Verlust ergäbe und 90% Nutzeffekt liefern würde, ohne daß $H_2O$-Dampf, noch sonst ein Mittel, angewendet werden muß.

Für den Vergleich des Siemensofens alten und neuen Systems, wobei der Essenverlust unberücksichtigt geblieben ist, folgt, daß bei 500° Temperatur der Primärluft die Nutzbarmachung der Wärme um 8 bis 10% im neuen Siemensofen geringer ist, als im Ofen alten Systems. Dies ist nahezu dieselbe Zahl, wie jene des Generatorwärmeverlustes, den Damour experimentell festgestellt hat, ohne Rücksicht auf die Essenverluste. Die beiden Apparate haben eben ziemlich denselben Wert und bleibt dem Biedermannofen nur der Vorteil der Ökonomie in der Konstruktion und der Art der Anordnung der einzelnen Teile.

Könnte man unter dem Generator eine höhere Temperatur

---

[1]) Wassergas muß hier übrigens unbedingt angewendet werden.

erhalten, so würde dieser Ofen der beste Gasofen werden, da er dann eine vollständige Luftregeneration zulassen würde. Diesbezüglich bleibt der letzte Schritt der Rekuperation noch zu tun.

Aus dieser Studie ersieht man weiter auch, daß die Anwendung des $H_2O$-Dampfes ein reiches Gas liefert und nötig wird, wenn man die Verbrennung mit kalter Luft erzielen will, doch ist sie von genügendem Werte bei Mitbenutzung der Rekuperation. Die beste Lösung des Problems würde in der vollständigen Erwärmung der Luft zu finden sein, welche, ohne die vollständige Nutzbarmachung der Wärme zu erreichen, sich derselben doch so weit nähern würde, daß man sie als praktischen Erfolg betrachten müßte. Diese Lösung wäre beim Biedermannofen zu erreichen, wenn man die Generatoren dauernd mit hohen Temperaturen betreiben könnte. Damit ist dann auch die Frage der Regeneration gelöst.

Im nachstehenden sollen nun die obenstehenden Angaben im Verein mit den von Jüptner und Toldt bereits früher durch Versuche gefundenen, teils dazu benutzt werden, die zweckmäßigsten Geschwindigkeiten und Aufenthaltszeiten für Luft und Gas an den verschiedenen Stellen des Ofens zu ermitteln, und andererseits sollen die derart berechneten Zahlen zur Feststellung verschiedener wichtiger Ofenquerschnitte Benutzung finden.

# Zweiter Teil.

## Die Ausführung der Regenerativöfen.

Naturgemäß kann hier nur das wichtigste, was sich über die Dimensionierung der einzelnen Teile eines Regenerativofens anführen läßt, soweit dies für die Berechnung solcher Öfen auf Grund der Gasvolumina und Zugsgeschwindigkeiten notwendig sein wird, Berücksichtigung finden.

Der bequemeren Behandlung wegen sei dabei der Ofen zerlegt in die 1. Generatoren, 2. Gasleitungen vom Generator zu den Umsteuerungen, 3. Umsteuerungsvorrichtungen, 4. Kanäle von der Umsteuerung zu den Regeneratoren, 5. Regeneratoren, 6. Gas und Luftaustrittschlitze der Regeneratoren, 7. den Herd und 8. die Rekuperatoren.

Auch vom Betriebe der Generatoren und Siemens-Martinöfen soll nur so viel hervorgehoben werden, als zu den Berechnungen nötig sein wird.[1])

### 1. Generatoren.

Um einen brauchbaren Generator zu entwerfen, genügt es nicht den Brennstoff zu kennen, man muß sich auch über die Vorgänge im Generator selbst genau klar sein. Daneben aber müßte man sich auch ein Bild von den Vorteilen

---

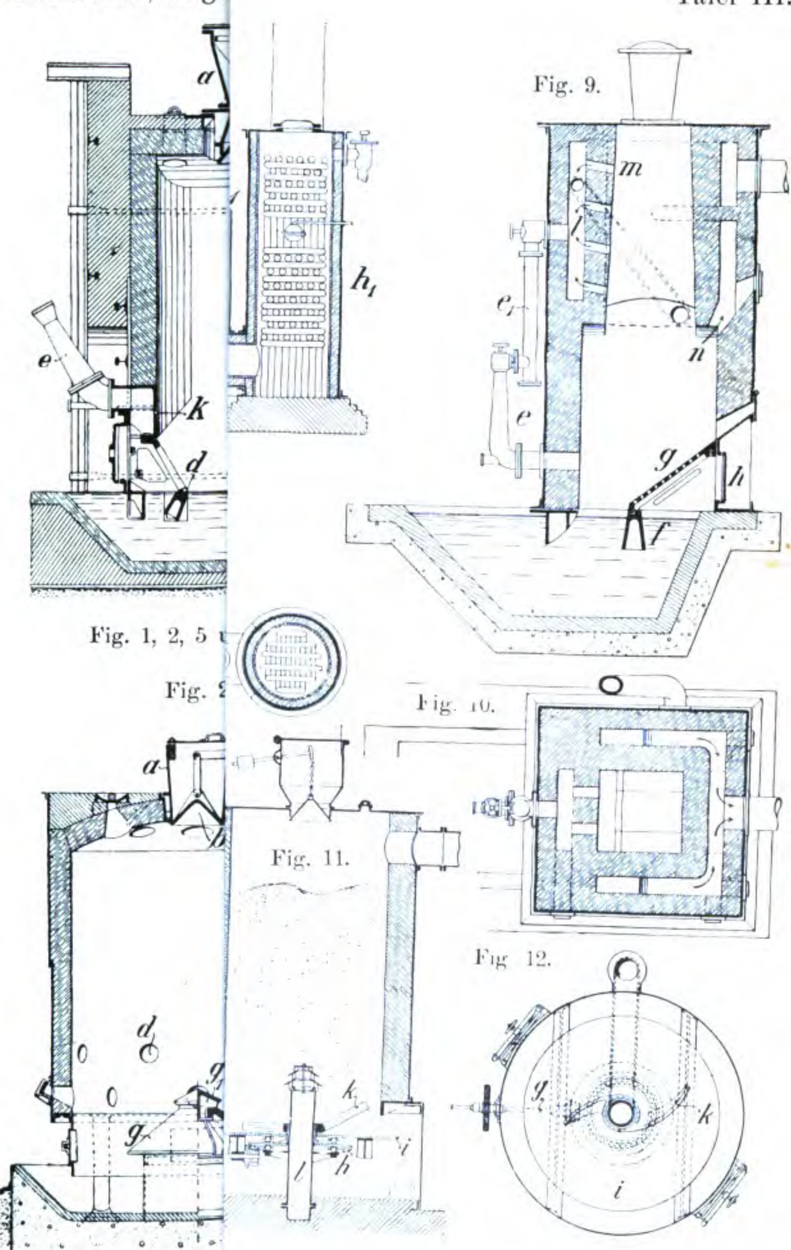
[1]) Vgl. hierzu die allerdings schon etwas veralteten, aber trotzd m immer noch sehr beachtlichen „Allgemeinen Anweisungen für den Bau und den Betrieb der Regenerativ-Gasöfen". Von Richard Schneider in Dresden (Verlag: Arthur Felix. Leipzig, 1886).

und Schwächen der zurzeit bestehenden typischen Generatorformen zu machen verstehen. Alle Generatorkonstruktionen zu kennen ist nicht erforderlich, denn auch diese lassen sich, wie beispielsweise die mit direkter Flamme arbeitenden Feuerungen, in gewisse Gruppen einordnen, deren jede zu einem bestimmten Zwecke die geeignetste ist.

Die Vorgänge, welche sich im Generator vollziehen, ergeben sich aus dessen Zweck. Man will aus einem festen (und ganz neuerdings sogar auch aus flüssigen) Brennstoff brennbare, möglichst hochwertige Gase entwickeln. Dazu ist es vor allem erforderlich, daß jede Flammenbildung und jeder Luftüberschuß verhindert werden. Es darf sich nur CO, nicht aber $CO_2$ entwickeln. Um CO aus Kohle zu erhalten, muß dieser Wärme zugeführt werden, diese aber kann nur wieder durch Verbrennen von Brennstoffen erhalten werden. Weiter bildet sich das CO im ersten Teile des Verbrennungsvorganges, also wird man vorteilhaft so arbeiten können, daß man zunächst CO durch Destillation bildet und die verbleibenden Koke unter Zusatz von O in $CO_2$, $H_2O$ und Asche zerlegt. Die dabei frei werdende Wärme liefert die Hitze zur Destillation frischer Kohle behufs Gewinnung von CO.

Dies die prinzipiellen Vorgänge im Generator. Daraus ergibt sich für den Generator zunächst eine große Schütthöhe und weiter eine zylindrische oder kastenartige Form. Unten muß der Zylinder durch einen Rost abgeschlossen werden, falls es gilt feste Brennstoffe, die Asche entwickeln, zu verarbeiten, oben muß sich ein Fülltrichter und an der Seite ein Gasabzug befinden.

Luft, welche durch den Rost in den Generator eintritt, verbrennt die unmittelbar auf dem Roste liegenden vorher entgasten Kohlen. Die sich bildende $CO_2$ steigt nach oben, gemischt mit Wasserdampf ($H_2O$) und durchdringt dabei die oberen Kohlenschichten. Von diesen sind die unteren glühend, wodurch die $CO_2$ zu CO reduziert wird, während der überschüssige Teil der Hitze einerseits den oben liegenden Brennstoff einer trockenen Destillation unterzieht, wodurch die




Verlag von Arthur

Kohlenwasserstoffe frei werden, und andererseits zur Verdampfung des Wasserquantums, welches sich beim Durchstreichen der glühenden Kohlen zerlegt, beiträgt.

Um jetzt festzustellen, wie man diese Vorgänge zu modifizieren hat, um einen gutgehenden Generator zu erhalten, sei zunächst darauf hingewiesen, daß nach Wilhelm Schmidhammer dem Gase dadurch, daß die Kohle in demselben Raum, in welchem sie zu CO verbrannt wird, auch abdestillieren muß, stets wechselnde Mengen von Destillationsprodukten und, was am nachteiligsten wirkt, von Wasserdampf beigemengt werden, wodurch die Flammenführung im Ofen erschwert wird. Sind dann die Gaswege nur so lang, daß die Gase noch mit einer Temperatur von über 100° C zur Verwendung kommen, so bekommt der Ofen bei frischer Schüttung im Generator mehr langflammiges Gas, das mehr Luft vertragen würde, aber zugleich einen hohen Gehalt an Wasserdampf besitzt, der immer stark frischend auf das Bad wirkt. Beide Umstände wirken abmattend. Ist dagegen die Schüttung im Generator schon entgast, so erhält man ein kurzflammiges, scharfes Gas, welches weniger Luft verträgt und dadurch leicht Anlaß zum Abschmelzen der Ofenzustellung gibt. Weiter kühlen sich bei Durchführung der Destillation der frisch aufgeschütteten Kohle im Generator selbst Gas und Generator ab, wodurch ein matter Gang und infolgedessen ein höherer Prozentsatz an $CO_2$ hervorgerufen wird. Damit ist, wie bereits auf Seite 46 u. folg. gesagt wurde, die Notwendigkeit eines gewissen Luftüberschusses zu erklären.

Neben Schmidhammer weist auch der bedeutendste aller Hüttenleute, Ledebur, in seinem Buche: „Die Gasfeuerungen für metallurgische Zwecke“ auf die Nachteile hin, welche durch direkte Beschickung des Generators mit frischem Brennstoff entstehen.

Diese Übelstände lassen sich bei größeren Generatorenanlagen teilweise beseitigen, wenn man beispielsweise zwischen diese und den Ofen eine Kondensationsvorrichtung

einschaltet, in welcher alle kondensierbaren Gase zurückgehalten werden. (Vgl. weiter unten!)

Ein zweites Mittel, um diesem Übelstande zu begegnen, besteht darin, daß man mehrere Generatoren zu einer Batterie vereinigt, derart, daß jeder der Generatoren für sich beschickt werden kann. Bei entsprechenden Ruhepausen zwischen den einzelnen Beschickungen wird es dann sogar möglich sein, den beregten Übelstand nahezu ganz zu beseitigen!

Daneben aber hat man auch versucht, durch Trennung der trockenen Destillation von der Vergasung das Übel an der Wurzel zu fassen. Zu den aus diesem Grunde entstandenen Konstruktionen gehören die von Minary, Brook und Wilson, Kleemann, C. Nehse, Gröbe-Lürmann und Schmidhammer.

Wertvoll erscheint von diesen vor allem der Gröbe-Lürmann-Generator, der leider nur wenig Anwendung in der Praxis gefunden hat. Es mag dies seinen Grund darin haben, daß man dabei eine (ganz unbedenkliche!) mechanische Beschickung mit in den Kauf nehmen muß; weiter aber noch darin, daß man den kostenlosen, natürlichen Zug durch künstlichen (Gebläsewind) ersetzen muß. Obgleich dieser an sich teuer ist, so machen sich die Auslagen dafür sicher durch die Ersparnisse aus den sonst mit der Asche verlorengehenden Kohlen bezahlt.

Es gibt tatsächlich eine ganze Anzahl Werke, welche ihre Generatoren mit natürlichem Luftzuge betreiben und dabei Unmassen von Koksklein aus dem Rostdurchfalle durch Waschen wiedergewinnen. Daß aber dieser im Rostdurchfalle enthaltene Kohlenstoff viel ökonomischer ausgenutzt werden würde, wenn man die Generatoren mit Unterwind bedienen würde, ist doch ohne weiteres klar. Wenn so auch nicht der ganze Kohlenstoff im Rostdurchfalle beseitigt werden könnte, so würde doch ein großer Teil davon nutzbar gemacht werden.

---

Weiter unten soll nun gezeigt werden, daß man heißgehende Generatoren solchen mit kaltem Gang vorziehen sollte.

Den heißen Gang des Generators aber erreicht man durch Beschleunigen der Vergasung, das heißt durch beschleunigte Zufuhr reichlicher Luftmengen, bezogen auf den Querschnitt des Gaserzeugers. Diese aber ermöglicht das Gebläse.

Bei Gebläsegeneratoren, wie solche in Fig. 1, 2, 5 u. 9 ÷ 12 auf Tafel 3 dargestellt sind, wird man meist weniger Rostfläche, daher auch weniger Gaserzeuger benötigen, als bei Generatoren mit natürlichem Zug. Allerdings wird sich dann auch der oben besagte Übelstand, d. h. der Einfluß jeder frischen Beschickung, wieder mehr fühlbar machen. Die Praxis hat jedoch gezeigt, daß hier die Theorie sich mit der Praxis nicht deckt, indem der künstliche Zug eben jenen Übelstand wieder aufgehoben hat.

Die Generatoren sind aus dem Hochofen heraus entstanden, wie dies ja auch die ältesten Typen von Bischof, auf Eisenwerk Mägdesprung am Harz (1839) und andere beweisen. Es sind das Schächte, in denen die Vergasung durch Gebläsewind oder durch natürlichen Zug bewerkstelligt wird.

Auch Ledebur führt in seinen „Gasfeuerungen für metallurgische Zwecke“ einen Braunkohlegaserzeuger aus dem Jahre 1842 des Eisenwerkes St. Stephan bei Leobeu an, welcher innen eine Form besitzt, die mit dem Profile eines obersteierischen Hochofens ziemlich übereinstimmt. Später erst wurde die Gestalt mehr und mehr geändert, doch wird noch heute von vielen Konstrukteuren (vgl. Tafel 3) die runde, schachtförmige Gestalt bevorzugt, weil sie sich de facto für die meisten Fälle als die beste gezeigt hat, und selbst wenn man auf die getrennte trockene Destillation Rücksicht nimmt, kann man mit Vorteil noch schachtförmige Generatoren anwenden. Beispielsweise tat dies Schmidhammer bei seinem, allerdings praktisch, soweit dem Verfasser bekannt, nicht angewendeten Generator, bei dem übrigens auch die trockene Destillation von der Vergasung getrennt ist. Dieses tut übrigens auch Kleemann in seinem unter Nr. 31198 patentierten Generator.

Nachstehende Abbildung 2 gibt einen Generator wieder, der wohl an den Siemenschen Generator erinnert, bei dem jedoch ein Raum *C* für die Trocknung, ein solcher *B* für

die Entgasung und ein Raum *A* für die Vergasung der Kohlen vorgesehen ist. Die Generatorgase und Destillationsgase treffen sich im Kanal *O* und ziehen in ihm nach den Feuerungen, während die Dämpfe aus dem Raume *C* durch den Rohrstrang *r* ins Freie entweichen. Enthalten die aus C abziehenden Gase brennbare Stoffe, so können die Dämpfe durch einen Verbindungsstutzen in die Hauptgasleitung oder besser unter den Rost geführt werden. An Stelle des Kanales *O*

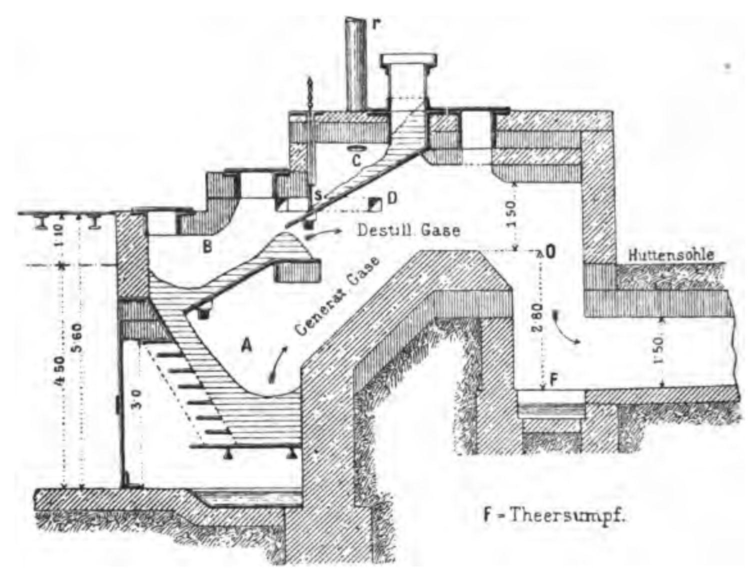



Fig. 2.

wird man unter Umständen ein Rohr anwenden, um dadurch die Kondensation zu beschleunigen. Der Schieber *s* soll das aufgegebene Brennmaterial am unbeabsichtigten Nachrutschen hindern, andererseits aber auch das Ablassen der Kohle nach dem Raume *B* gestatten. Außerdem hat er das Eindringen der Destillationsgase in den Raum *C* und damit in das Rohr *r* zu hindern. Der Raum *C* darf nur so groß gemacht werden, daß die Kohle nicht allzulange in ihm bleibt, sonst würde sie sich zu hoch erhitzen. Eine Temperatur von

150 ° C ist dort vollkommen genügend, im Raume *B* dagegen ist eine höhere Temperatur vonnöten. Der Raum *B* ist durch den Kanal *D* mit dem Kanale *O* verbunden, so wird es möglich, die Gase aus *B* besonders abzuleiten.

An Stelle der gußeisernen Rutsche, wie sie Fig. 2 zeigt, kann man auch nach Kleemann einen Treppenrost einbauen, welcher vorteilhafter ist, wenn im Raume *B* einmal nicht die genügend hohe Temperatur vorhanden ist; es kann aber auch ein Gewölbe aus feuerfestem Material unter der Gußeisenplatte angewendet werden, wenn es gilt, die Gase der Entgasung für sich abzuziehen. Bei *F* ist in den Kanal *O* ein sog. Teersumpf zum Abfangen der Teerprodukte eingebaut.

Die Chargierung des Generators geschieht durch zwei Fülltrichter *K*, welche immer mit Kohle gefüllt gehalten werden und so konstruiert sein müssen, daß kein Gas beim Chargieren austritt, was im vorliegenden Falle übrigens schon der Schieber *s* und die Kohle, die im Raume *C*, sowie in den Fülltrichtern, ebenso auch das Abzugsrohr *r*, verhindern.

Die aus dem Raume *C* des Generators Fig. 2 entnommenen Gase, welche hauptsächlich Wasserdampf führen, können, wie vorerwähnt, um alle Verluste zu vermeiden, mit der Gebläseluft unter den Rost geführt werden.

---

Daneben aber ist die Frage zu beantworten, ob eine Vermehrung der indifferenten Gase stattfindet, wenn die Essengase zum Teil unter den Rost gebracht werden.

Zur Beantwortung dieser Frage sei zunächst bemerkt, daß die Schornsteingase folgende Zusammensetzung zeigten:

| | Gewicht | Volumen |
|---|---|---|
| $CO_2$ . . . | 182,5 Teile | 120,0 Teile |
| $O_2$ . . . . | 80,9 „ | 72,8 „ |
| CO . . . | — „ | — „ |
| $N_2$ . . . . | 857,6 „ | 824,6 „ |
| | 1121,0 Teile | 1017,4 Teile. |

Es sei angenommen, daß in beiden Fällen die gleiche Menge $CO_2$ gebildet werde, und zwar soll im einen Falle das Verbrennungsgas (welches einen bedeutenden Sauerstoffüberschuß besitzt) unter den Rost geleitet werden, im anderen dagegen reine, atmosphärische Luft.

Die 182,5 kg $CO_2$ der Essengase werden 66,4 kg Sauerstoff abgeben und 116,1 kg CO liefern. Die 66,4 kg Sauerstoff mit dem freien Wasserstoff der Essengase = 80,9 kg, zusammen also 147,3 kg O, verbrennen 110,4 kg C zu 257,7 kg CO und wird man daher ein Generatorgas folgender Zusammensetzung erhalten:

$$116{,}1 + 257{,}7 = 373{,}8 \text{ kg CO, daneben } 857{,}6 \text{ kg N.}$$

Diese 373,8 kg CO verbrennen mit 213,6 kg O zu 587,4 kg $CO_2$, wobei die Verbrennungsluft 713,97 kg N mitbringen wird, so daß die Essengase aus: 587,4 kg $CO_2$ und

$$857{,}6 + 713{,}97 = 1571{,}57 \text{ kg N bestehen werden.}$$

Die Wärmeentwicklung beim Verbrennen der Generatorgase ist: $373{,}8 \times 2403 = 898\,241 \sim 900\,000$ Kalorien.

Die Wärmebindung bei der Reduktion der $CO_2$ in CO beträgt: $116{,}1 \times 2403 = 279\,088$ Kalorien; somit wird die disponible Wärme sein: $620\,912 \sim 621\,000$ Kalorien.

Die Wärmekapazität der Essengase berechnet sich: $(587{,}4 \times 0{,}217) + (1571{,}6 \times 0{,}244) = 510$ Kalorien, und stellt sich daher der pyrometrische Effekt auf: $\frac{621\,000}{510} = 1218^0$ C.

Im zweiten Falle werden 160,2 kg C mit 213,6 kg O verbrennen, um 373,8 kg CO zu geben. Das entstandene Generatorgas wird bestehen aus: 373,8 kg CO und 713,97 kg N. Diese Gasmenge verbrennt mit 213,6 kg O zu 587,4 kg $CO_2$. Die Verbrennungsluft bringt 713,97 kg N mit, so daß die Essengase enthalten werden 587,4 kg $CO_2$ und 1427,9 kg N.

Die Wärmemenge beim Verbrennen der Generatorgase ist: 900 000 Kalorien.

Die Wärmekapazität der Essengase stellt sich auf: $(587{,}4 \times 0{,}217) + (1427{,}9 \times 0{,}244) = 476$ Kalorien, daher der pyrometrische Effekt: $\frac{900\,000}{475} = 1891 \sim 1900$ Kalorien.

Man wird also durch Zuführung von Essengasen obiger Zu-

sammensetzung unter den Rost keinen kalorischen Gewinn herausrechnen können.

Ferner käme noch das in der Kohle chemisch gebundene Wasser zur Geltung, und, falls die aus dem Raume *C* des neuen Generators stammenden Kohlentrocknungsprodukte auch unter den Rost gebracht werden sollten, noch das von der Kohle mitgeführte hygroskopische Wasser. Eine richtige Entgasung und eine gute Vergasung sind naturgemäß nur dann getrennt zu erreichen, wenn man es mit einem Brennstoffe zu tun hat, bei dem die erstere schneller vor sich geht als die letztere. Die Vergasung unter Luftzutritt soll erst beginnen, nachdem die Entgasung vollendet ist.

Der neue Generator darf nach allem wohl nicht ganz mit Unrecht als der Versuch einer Rekonstruktion des so beliebten alten Siemensschen Generators angesehen werden. Es soll der Wassergehalt der Kohle beseitigt werden, damit er nicht in die Generatorgase gelange.

Nach Jüptner sind, und das beweist den Wert der trockenen Destillation, bei der Zersetzung der Steinkohle zwei Perioden deutlich unterscheidbar. In der ersten, der eigentlichen Destillationsperiode, entwickeln sich bei der verhältnismäßig geringen Temperatur von 550 bis 600° C stark leuchtende Gase, Wasserdampf und Teer, wobei die Steinkohle sich aufbläht und Koks bildet. In der zweiten Periode, in welcher die Temperatur zur hellen Rotglut gesteigert wird, geben die Koke — eine Volumverminderung erleidend — selbst neue Gase ab, deren Volumen beinahe ein Drittel des Gesamtvolumens beträgt, und welche nicht von Teer begleitet sind und mit schwach leuchtender Flamme brennen. Die Koke, welche am Ende der ersten Periode zurückbleiben, sind keineswegs, mit Mineralstoffen verunreinigter C, sondern wahrscheinlich ein Gemenge von sehr festen Kohlenstoffverbindungen, deren Zusammensetzung ungefähr der Formel $C_{15}H_4O$ entspricht. Dieser Stoff wird in der zweiten Periode bei Glühhitze weiter zersetzt, aber selbst bei Weißglut gelingt die völlige Austreibung von O, H und N nicht.

Bringt man größere Mengen Steinkohlen in rotglühende Entgasungsräume, so finden beide Prozesse nebeneinander statt. Man würde aber beide, die Steinkohlenzersetzung und die Kokszersetzung, im großen voneinander trennen können, wenn man doppelte Öfen derart einrichten wollte, daß die einen nur auf 600 ° erhitzt würden und zur Austreibung des Teers dienten, während die anderen in lebhafter Rotglut stünden und die in den ersten entstandenen Koke zu entgasen hätten. Diese Trennung des Prozesses erscheint tatsächlich durch die Konstruktion von Generatoren, in denen die trockene Destillation und die Vergasung, jede für sich in verschiedenen Räumen vorgenommen werden verwirklicht.

Nach Jüptner erscheinen als Produkte der trockenen Destillation:

1. Fester Rückstand (Koks), d. i. aschenhaltiger, unreiner (Wasserstoff usw. haltiger) C, etwa 50 bis 70 %.

2. Flüssiges Destillat, etwa 10 bis 30 %, welches sich wieder unterscheiden läßt in:
   a) Teerwasser, d. i. der dünnflüssige Anteil desselben (5 bis 20 %), und
   b) Teer, der dicke und zähflüssige, dunkel gefärbte Anteil desselben (5 bis 15 %).

3. Gasförmige Destillationsprodukte. Sie machen zusammen etwa 20 % aus und bestehen der Hauptmasse nach (ca. 50 %) aus Methan oder Sumpfgas ($CH_4$), aus Kohlenoxydgas (etwa 40 %) und Elail oder ölbildendes Gas (ca. 10 %).

Nach Stegmanns „Gasfeuerungen und Gasöfen“ vollzieht sich in den frischen Brennstoffaufschüttungen die Verdampfung der im Brennmaterial fertig vorhandenen Kohlenwasserstoffe (Produkte der trockenen Destillation) und die Verdampfung des hygroskopischen Wassers. Besonders kommen dabei in Betracht: Naphthalin mit 6,12 % H und 93,88 % C, Siedepunkt 216 ° C und Paraffin mit 14,03 % H und 85,97 % C, Siedepunkt 300 ° C.

Verkohlte Brennstoffe geben höhere Gastemperaturen als rohe (unverkohlte) Materialien, welche viel Wärme zur trockenen Destillation beanspruchen.

Was den Gasgehalt der Kohlen anbelangt, so ist bekannt, daß es v. Meier gelang, durch längeres Erwärmen entsprechend zerkleinerter englischer und deutscher Steinkohlen in destilliertem Wasser ziemlich bedeutende Mengen von Gasen aus den Kohlen auszutreiben. Diese bestanden vorwiegend aus Grubengas, neben welchem insbesondere Äthylenwasserstoff und (in den Zwickauer Kohlen) ein durch Schwefelsäure absorbierbarer, höherer Kohlenwasserstoff nachweisbar waren. Da zur Gewinnung der Gase nur niedrige Temperaturen angewendet wurden, so dürften diese in den Kohlen wohl bereits in denselben Verbindungen vorhanden gewesen sein. Bei den großen Mengen, welche gewonnen wurden, müssen die Gase in den Kohlen sich notwendigerweise unter einem bedeutenden Druck befinden. Es ist deshalb sehr wahrscheinlich, daß sie in den Kohlen flüssig enthalten sind. Tatsächlich erkannte man unter dem Mikroskop, daß die Kohlen ein zellenartiges Gefüge, das mit einer weingelben, bituminösen Flüssigkeit ausgefüllt ist, besitzen.

---

Weiter handelt es sich um die Fragen: 1. Ist es vorteilhaft, mit der Luft Wasserdampf in den Generator eintreten zu lassen und ist ein kalter oder ein heißer Gang des Generators anzustreben?

Für die Frage, ob es vorteilhaft ist, mit der Luft Wasserdampf in den Generator eintreten zu lassen, kommt zunächst Buntes Besultat in Betracht. Dieser fand nämlich, daß 0,7 bis 0,8 % Wasserdampf im Generatorgas (bei Koksbetrieb) den Betrieb verbessert; andererseits untersuchte Ebelmen die Gase eines Gebläsegenerators, welcher mit Holzkohle betrieben und bei welchem unter den Rost Wasserdampf von 250° C eingeleitet wurde. Die Gase besaßen beim Austritt aus dem Generator eine Temperatur von 450° C, wenn kein Wasserdampf eintrat, hingegen bei Einleitung von Wasserdampf nur 240° C.

| | Generatorgase: | | | |
|---|---|---|---|---|
| | wenn kein Wasserdampf eingeleitet wurde | | wenn Wasserdampf eingeleitet wurde | |
| | Volumenprozent: | Gewichtsprozent: | Volumenprozent: | Gewichtsprozent: |
| $CO_2$ | 0,41 | 0,67 | 5,57 (?) | 9,63 |
| CO | 33,04 | 34,27 | 27,20 (?) | 30,11 |
| H | 4,43 | 0,33 | 14,00 (?) | 1,11 |
| N | 62,12 | 64,73 | 52,23 (?) | 59,15 |
| | 100,00 | | | |

Nach Krans wird die Wärme im Generator, wenn man vorstehendem Wasserdampf zuführt, in folgender Weise verwandt werden: Es sei angenommen, man habe obigem Gas 3,0 g Wasserdampf zugeleitet; dann wird die gewichtsprozentige Zusammensetzung sein: 9,35 $CO_2$, 29,23 CO, 1,08 H, 2,91 $H_2O$, 57,43 N, in Summe 100,00. Die bei der Verbrennung dieses Gases erzeugte Wärme gibt Krans an zu 101472 Kalorien und die Wärmekapazität der resultierenden Verbrennungsgase zu 57,46 Kalorien, die Temperatur der Verbrennung zu 1765° C, die Wärmekapazität der Gase ohne Verbrennungsluft zu 28,3415 Kalorien und die Wärmekapazität der Verbrennungsluft zu 31,4916 Kalorien.

31,49 + 28,34 = 59,83 Kalorien Wärmekapazität der gesamten Gase und der Luft zu ihrer Verbrennung.

---

Weiter oben wurde jedoch gezeigt, daß 37,5 kg Steinkohle 225,75 kg Gas geben und daß 96,15 kg Gas der Holzkohle 100 kg Steinkohlengas äquivalent sind. 225,75 kg Gas der Steinkohle sind wieder gleichwertig mit 217,05 kg Gas der Holzkohle.

Die Wärmekapazität des Steinkohlengases und der Verbrennungsluft wird sein:

$$\frac{217{,}05 \times 59{,}83}{100} = \frac{12986{,}1015}{100} = 129{,}86$$

oder die 225,75 kg Gas von 37,5 kg Steinkohle haben eine Wärmekapazität von 129,86 Kalorien.

Krans sei dann noch folgende Berechnung entnommen und ohne Rücksicht auf Vorgesagtes durchgeführt, wie sie im genannten Werke enthalten ist.

Die Temperatur im Ofen sei = 3080° C, wenn Holzkohle vergast wird, und = 3023° C, wenn Steinkohle vergast wird.

100 kg Steinkohlengase geben 97 570 Kalorien (1728° C); in den Regeneratoren nehmen sie 73145 Kalorien (1295° C) auf und geben somit im Ofen 97 570 + 73 145 = 170 715 Kal.

96,15 Teile Holzkohlengas sind äquivalent 100 Teilen Steinkohlengas. Diese 96,15 Teile geben 97 570 Kalorien und eine Temperatur von 1765° C, nehmen in den Regeneratoren 72 623 Kalorien auf, was einer Temperaturzunahme von 1315° C entspricht.

In Summa bringen sie in den Ofen 170 193 Kalorien und verursachen eine Wärme bei der Verbrennung von 3080° C.

Was wird die Ersparnis sein, wenn man Holzkohle statt Steinkohle verwendet?

100 kg Steinkohle geben 602 kg Gas,

100 kg Holzkohle geben 663 kg Gas.

602 kg Steinkohlengas sind äquivalent 578,82 kg Holzkohlengas.

Um zu wissen, wie viele Kilogramm Holzkohle 100 kg Steinkohle ersetzen, wird man die Gleichung aufstellen:

$663 : 100 = 578{,}82 : x$, woraus folgt: $x = 87{,}30$.

100 kg Steinkohle können somit ersetzt werden durch 87,3 kg Holzkohle.

---

Man wird nun sehen, daß mit dem Holzkohlengas weniger Veränderungen in der Temperatur der Regeneratoren eintreten als bei Steinkohle.

Schon oben wurde angeführt, daß die beiden Regeneratorkammern 768 600 Kalorien für 37,5 kg Steinkohle besitzen.

Diese 37,5 kg Steinkohle können ersetzt werden durch

$$37{,}5 \times \frac{87{,}3}{100} = 32{,}7375 \sim 32{,}74 \text{ kg Holzkohle.}$$

32,74 kg Holzkohle erzeugen 217,05 kg Gas.

Diese Gase mit 20 % Luftüberschuß werden, um im Regenerator eine Temperaturerhöhung von 1315 ° C zu erfahren,

$$1315 \times 217{,}05 \times \frac{57{,}46}{100} = 164\,007 \text{ Kalorien}$$

mitnehmen müssen.

Die Wärmemenge im Regenerator wird nach dem Durchzug von Gas und Luft reduziert werden auf:

$$768\,600 - 164\,007 = 604\,593 \sim 604\,600 \text{ Kalorien.}$$

Wenn die Regeneratoren 768 600 Kalorien liefern, wird die resultierende Temperatur 1016 ° C betragen; bei 604 600 Kal. wird die Temperatur entsprechend niedriger sein, und zwar:

$$768\,600 : 604\,600 = 1016 : x; \quad x = 797^{\circ} \text{ C.}$$

Die Temperatur geht also um 219 ° (bis auf ∼ 800 ° C) herunter. Multipliziert man diese Temperaturdifferenz mit 0,85, so erhält man die Temperatur von 0,85 [1]) × 219 = 186,15 ° C gegen 187 ° C der früheren Berechnung.

---

Um **Marins** Berechnungen zu Ende zu führen, soll nunmehr der **Einfluß der Essengastemperatur** betrachtet werden.

Es sind zwei Wärmequellen vorhanden: 1. die Verbrennung der Gase und 2. die Wärme, welche Gas und Luft dem Regenerator entnehmen können; und zwar wird letztere aus den austretenden Verbrennungsprodukten gewonnen.

100 kg Steinkohle geben Gase, die 587 391 Kalorien entwickeln. Wenn die Gase im Schornstein nur noch 100 ° C haben, werden von der Esse 100 × 339,85 = 339 85 Kalorien fortgeführt, und der Ofenarbeit bleiben 587 391 — 33 985 = 553 406

[1]) Die Ausleger bieten den zu erwärmenden Medien nur 85 % der ganzen Fläche dar, wie schon früher berechnet wurde.

Kalorien verfügbar. Im zweiten Falle, wo Holzkohle angewendet wird, geben an Stelle von 100 kg Steinkohle 87,0 kg Holzkohle 578,9 kg Gas, welches

$578{,}90 \times \frac{101\,472}{100} = 587\,421$ Kalorien entwickelt. Der Ofen benötigt 553 406 Kalorien, es bleiben somit für die Essengase 34 015 Kalorien. Die Wärmekapazität der Essengase ist gleich $57{,}46 \times 5{,}8 = 333{,}27$, somit wird die Temperatur sein:

$$34\,015 : 333{,}27 = 102{,}6^{\circ}\ \mathrm{C}.$$

Um den Einfluß des Wassers in den Generatoren zu untersuchen, sollen die Ziffern Ebelmens berücksichtigend angenommen werden, daß statt 3 g $H_2O$, auf 100 g trockene Gase 13 g $H_2O$ entfallen.

Wir würden dann haben $CO_2 = 9{,}63$ g, $CO = 30{,}11$ g, $H = 1{,}11$ g, $N = 59{,}15$ g, zusammen 100,00 g, dazu $H_2O = 13{,}00$ g.

Daraus würde ein Gas von folgender Zusammensetzung resultieren: $CO_2 = 8{,}52$, $CO = 26{,}65$, $H = 1{,}00$, $N = 52{,}34$, $H_2O = 11{,}49$, zusammen 100,00.

Die Wärmekapazität dieses Gases berechnet sich mit 30,08 Kalorien.

Die Wärmekapazität der zur Verbrennung nötigen Luft bei 20 % Luftüberschuß ist = 28,86 Kalorien.

Die Wärmekapazität von Gas und Luft zusammen = 58,94 Kalorien.

Die Anzahl der bei der Verbrennung erzeugten Kalorien:

$$CO = 26{,}65 \times 2\,400 = 63\,960 \text{ Kalorien,}$$
$$H = 1{,}00 \times 29\,000 = 29\,000 \text{ „}$$
$$\overline{92\,960 \text{ Kalorien.}}$$

Die Wärmekapazität des Verbrennungsgases mit 20 % Luftüberschuß wird sein 57,19 Kalorien.

Die Temperatur der Verbrennung demnach =

$$\frac{92\,960}{57{,}19} = \sim 1\,625^{\circ}\ \mathrm{C}.$$

100 kg Gas geben 92 960 Kalorien; wird Steinkohle vergast, so kommen von 100 kg Steinkohle 602 kg Gas, welche 587 391 Kalorien geben.

$$602 : 587\,391 = 100\ x : 92\,960;\ x = 0{,}9527,$$

d. h. 100 kg Holzkohlengas sind äquivalent 95,27 Steinkohlengas oder 100 kg Steinkohlengas können 104,96 nasses Holzkohlengas ersetzen.

Oben wurde gezeigt, daß 100 kg Steinkohlengas und Luft, welche die Regeneratoren durchstreichen, 73145 Kalorien aufnehmen, was einer Temperatur von 1295 °C entspricht, so daß die Anfangstemperatur von 3023 ° C mit 170715 Kal. erreicht wird.

Die 104,96 kg Holzkohlengas geben:

$$\frac{104{,}96 \times 92960}{100} = 97570{,}8 \text{ Kalorien,}$$

welche einer Temperatur von 1625 ° C entsprechen.

Die Wärmekapazität von 100 kg Gas und der nötigen Luft + 20 % Luftüberschuß war = 58,94 Kalorien, jene von

$$225{,}74\,^{1)} \times \frac{104{,}96}{100} = 236{,}95 \text{ kg Gas}$$

wird sein: 139,66 Kalorien.

Die Gase werden beim Durchstreichen der Regeneratoren eine Wärmemenge mitnehmen, welche ihrer Wärmekapizität äquivalent sein wird, also:

$$139{,}66 : 130{,}79 = x : 165125, \text{ daraus:}$$
$$x = 177000.$$

Die Temperatur, welche die Gase in den Regeneratoren erreichen, ist dementsprechend gleich:

$$\frac{177000}{139{,}66} = 1267\,^{\circ}\text{ C.}$$

Man erzielt in dem Ofen: 1625 + 1267 = 2892 ° C.

100 kg Steinkohle geben 602 kg Gas, 100 kg Holzkohle 728 kg nasses Gas.

Auf 100 kg entfallen 8,52 $CO_2$, enthaltend 2,32 C und 26,65 CO enthaltend 11,41 C, zusammen 13,73 C oder 13,73 C : 100 = 100 : x und x = 728 kg, das heißt, in 728 kg Gas werden 100 kg C enthalten sein.

Nun ersetzen 602 kg Steinkohlengas 631,88 kg Holzkohlen-

[1]) Oben war gezeigt worden, daß 37,5 kg Steinkohle 225,74 kg Gas geben.

gas. 100 kg Steinkohle ersetzen 86,80 kg Holzkohle. 37,5 kg Steinkohle werden ersetzt von 32,55 kg Holzkohle. 32,55 kg Holzkohle erzeugen 236,95 kg Gas, von dem nach Zugabe der erforderlichen Luft + 20 % Überschuß die 1300° C entsprechende Wärmemenge mitgenommen wird.

$$1300 \times \frac{57,19}{100} \times 236,95 = \sim 177\,100 \text{ Kalorien.}$$

Die Wärmemenge in den beiden Kammern nach dem Durchzuge von Gas und Luft wird sein:

$$768\,600 - 177\,100 = 591\,900 \text{ Kalorien.}$$

Wenn die Regeneratoren 768 600 Kalorien besitzen, ist die resultierende Temperatur 1016° C; wenn sie hingegen bloß 591 900 Kalorien besitzen, wird die Temperatur an Hand der Gleichung

$$768\,600 : 591\,900 = 1016 : x, \text{ also } x = 783° \text{ C, werden.}$$

Die Temperaturabnahme zwischen Anfang und Ende des Durchzuges beträgt 1016—783 = 233° C, und wenn der Einfluß der Wände der Regeneratoren berücksichtigt wird, 233 × 0,85 = 199° C statt 187° C im vorigen Falle.

---

Temperatur der Schornsteingase. 100 kg Steinkohle können ersetzt werden durch 86,80 kg Holzkohle, welche 631,9 kg Gas entwickeln, die bei ihrer Verbrennung 587 391 Kal. geben.

$$\frac{92\,960}{100} \times 631,9 = 587\,391.$$

Die Ofenarbeit benötigt 553 406 Kalorien, auf den Essenzug entfallen somit: 587 391—553 406 = 33 985 Kalorien.

$$\frac{33\,985}{361,38} = 94° \text{ C.}$$

Die in die Regeneratoren eintretenden Flammengase haben eine Temperatur von 1600° C.

---

Über den Wert der Einführung des Wasserdampfes unter den Rost des Generators spricht sich Åkerman[1]) dahin aus, daß größere Mengen Wasser den Vorteil böten, daß der Rost besser in Ordnung bliebe, und bei Steinkohlen mit etwas sinternder Asche die Verbrennung der Kohle eine vollständigere wäre, weil durch die eintretende Abkühlung die Sinterung verringert oder ganz verhindert werden wird.

A. Blezinger hält die Zufuhr von Wasserdampf bei Unterwindgeneratoren deshalb für nötig, weil sonst der Rost leicht zu heiß werde, und zwar um so heißer, je höher die Kohlensäule ist. Der Wassergehalt des Brennmateriales selbst, der im Gaserzeuger verdampfen muß, kann nach Blezinger niemals im Generator zur Zersetzung kommen.

Die indirekten Vorteile eines mit Wasserdampf vergasten Brennstoffes bestehen nach Stöckmann darin, daß das Luftgas ohne Dampf 450° C, mit Dampf 150° C beim Verlassen des Generators besitzt, so daß daher die Verluste durch Strahlung des Generators und in den Leitungen bei Benutzung von Dampf geringer sein werden.

Die Verwertung des Brennstoffes in mit Wasserdampf betriebenen Generatoren wird eine bessere sein, als wenn die Vergasung ohne Zuführung von Wasserdampf stattfindet, wenn die Gase vor ihrer Verbrennung abgekühlt werden. Aus weiter unten folgenden Ausführungen geht dann hervor, daß eine Abkühlung der Gase wohl nur in besonderen Fällen anzuraten ist, gewöhnlich wird es am vorteilhaftesten sein, die von den Gasen dem Generator entnommene Wärme möglichst auszunützen.

Bunte gibt die Temperatur der aus dem Generator tretenden Gase an; wenn kein Wasserdampf und schwacher Zug (± 1 mm Wassersäule vorhanden ist, zu: 500 ° C; wenn kein Wasserdampf, aber starker Zug (—7 bis —10 mm Ws.) vorhanden ist = 1000° C; und wenn Wasserdampf (0,5 bis 0,8 kg auf 1 kg Kohle) und ziemlich starker Zug (— 4 bis — 8 mm) vorhanden ist, zu 750° C. v. Jüptner und Toldt

[1]) Vgl. hierzu u. a. W. Schmidthammer: „Beiträge zur Frage der vorteilhaftesten Vergasung der Kohle", „Stahl u. Eisen", 1889, Nr. 7, S. 541.

ermittelten diese Temperaturen in drei Fällen zu: 300° C, 279° C, 282° C, bei schwachem Zug, ohne Wasserdampf; Jüptner und W. Schmidhammer dagegen fanden: 206° C.

Blass[1]) fand, daß sich an Hand des Vorganges ($H_2O + CO = H_2 + CO_2$) alles Kohlenoxydgas in Kohlensäure umwandelt, wenn es mit einer überschüssigen Menge Wasserdampf erhitzt wird.

Nach Low. Bell kann man umgekehrt aber auch annehmen, daß durch Einwirkung von Wasserstoffgas auf $CO_2$ Wasserdampf und Kohlenoxyd gebildet werden, wenn Wasserstoff im Überschuß vorhanden ist. Charles William Siemens setzt unter den Rost des Generators einen Wasserbehälter, in welchen die Schlacke und glühende Asche fällt, wodurch das Wasser verdampft wird, der Dampf in den Generator aufsteigt und „durch Zersetzung zur Bildung eines teerfreien Gases beiträgt“.

Ad 2. Ledebur[2]) führt aus: „Die praktische Beobachtung lehrt, daß bei niedriger Temperatur größere Mengen dampfförmiger Erzeugnisse gebildet werden, welche bei stattfindender Abkühlung flüssige Form annehmen — Teer —, als bei höherer; daß also die Ausbeute an wirklichem Brenngas bei niedriger Temperatur geringer ist als bei höherer.“ [3]) Beispielsweise fand Stöckmann bei zwei mit gleichen Kohlen beschickten Siemensgeneratoren der Phönixhütte folgende Gaszusammensetzungen:

| | | Heißer Gang | Kalter Gang |
|---|---|---|---|
| Brennbare Gase | CO | 21,73 Gew. % | 16,56 Gew. % |
| | $C_2H_4$ | 2,95 „ | 1,32 „ |
| | $CH_4$ | 0,58 „ | 1,29 „ |
| | H | 0,47 „ | 0,27 „ |
| tote Gase | $CO_2$ | 7,31 „ | 12,14 „ |
| | N | 66,86 „ | 68,42 „ |
| | | 100,00 Gew. % | 100,00 Gew. %. |

[1]) Ledebur, „Die Gasfeuerungen für metallurgische Zwecke“, S. 42.

[2]) Siehe S. 44 der Gasfeuerungen.

[3]) Es wird deshalb mitunter zu empfehlen sein, heißgehende Genetoren und Kondensation (siehe Seite 176) anzuwenden.

Brennbare Gase ($CO+C_2H_4+CH_4+H$) bei heißem Gange = 25,73 Gewichtsprozent, bei totem 19,44 Gewichtsprozent.

Tote Gase = $CO_2 + N$ = 74,27 Gewichtsprozent resp. 80,56 Gewichtsprozent.

In diesen Analysen erblickte Ledebur sehr richtig einen Beweis für die Wichtigkeit der häufigen Untersuchung des Generatorgases bei der Luftgaserzeugung. Leider wird im Gegensatz hierzu meist mit Versuchen gespart, trotzdem diese oft genug dazu führen würden, den Betrieb wohlfeiler zu gestalten.

Die Wärmeleistung der beiden Gase wird beim heißen Gang 7460 Kalorien, beim kalten Gang 6200 Kalorien betragen.

Die Verbrennungstemperaturen derselben Gase stellen sich auf 1940° C beim heißen Gang, auf 1670° C beim kalten Gang.

Zugunsten des heißen Ganges würde noch der Umstand sprechen, daß die Gase dann voraussichtlich mit höherer Temperatur in den Verbrennungsraum eintreten dürften als die des kalten Ganges. Andererseits wäre es allerdings mit Rücksicht auf den Leitungsverlust das Rationellste, wenn die Gase aus dem Generator mit möglichst niedriger Temperatur ausströmen würden, das heißt, wenn die Vergasung bei niedriger Temperatur stattfände. Auf Grund dessen erklärt sich auch so mancher Konstrukteur für den kalten Gang der Generatoren.

---

Betrachtet man nochmals den Hochofen als Gaserzeuger. Dieser weist, wie bekannt, den besten Gang dann auf, wenn die Gichtgase den Ofen mit einer Temperatur unter 100° C verlassen. Selbst wenn dabei die Abkühlung der Gase bis zur Verbrennungsstätte noch eine ganz beträchtliche ist, lassen sich damit noch Temperaturen erreichen, bei denen gute Ziegel schmelzen.

v. Ehrenwerth gibt in seinem Buche: „Die Regene-

rierung der Hochofengichtgase"[1]) als Temperaturen, welche mit Generatorgas und mit Hochofengichtgas erreicht werden können, folgende an:

1. Generatorgas aus Holzkohlen (bestes) = 1967° C, aus Steinkohlen (gutes) = 1820° C.

2. Hochofengichtgas: gewöhnliches = 1660° C, vollkommen regeneriert = 2143° C, praktisch regeneriert = 1940° C.

Damit soll nur gesagt sein, daß eine Abkühlung des Gases auf eine Temperatur, bei welcher Wasser, Teer etc. niedergeschlagen werden, mitunter recht vorteilhaft sein kann. Es ist nicht unmöglich, daß die indirekten Ersparnisse die Verluste aufheben, welche sich bei Abkühlung der Gase herausstellen.

Nach Siemens schadet die Abkühlung der Gase vor Eintritt in den Regenerator gar nichts, insbesondere wenn genügend Verbrennungsprodukte zur nachträglichen Wiedererhitzung der Gase im Regenerator auf die geforderte Temperatur zur Verfügung stehen.

---

Es wäre nun die Frage zu beantworten, ob es vorteilhaft ist, die Generatoren unmittelbar an den Ofen anzuschließen, um die Teerbildung zu vermeiden und die brennbaren Bestandteile des Teeres im Ofen auszunützen, oder ob es besser sein wird, zwischen Generator und Ofen eine längere Leitung, eventuell einen Kondensator einzuschalten, um alles Niederschlagbare aus den Gasen zu entfernen.

Um diese Frage zu beantworten, ist vor allem zu unterscheiden: 1. ob man mit einem Generator nur einen Ofen zu betreiben hat oder ob hierfür mehrere Generatoren nötig sind, ob 2. in der Hütte mehrere Öfen dem gleichen Zwecke dienen und von einer Generatorbatterie bedient werden sollen,

[1]) Leipzig 1893, Arthur Felix. S. 30.

ferner ob 3. eine regelmäßige Zufuhr möglichst gleichmäßig zusammengesetzten Gases für den durchzuführenden Prozeß von Vorteil ist, ob 4. Schwankungen in der Zusammensetzung der Generatorgase von keinem oder nur geringem Einflusse auf den Betrieb sein werden, usf.

Diese wechselnden Verhältnisse muß man sich sowohl bei Durchführung der Rechnung als auch bei der schließlichen Entscheidung, ob die Kondensation am Platze ist oder nicht, vor Augen halten.

Ferner wäre noch zu berücksichtigen, daß der Kondensation hauptsächlich die während der Zeit der Entgasung entweichenden Gase (Destillationsgase) zugeführt werden sollten, während die Gase der Vergasung die Kondensationsapparate nicht passieren dürfen. Dabei erscheint es nicht nötig, besonders konstruierte Generatoren zu benutzen. Wie weiter unten noch nachgewiesen werden soll, liefert eine Koksofenanlage, welche 220 Tonnen Koks in 24 Stunden erzeugt, rund 90 000 cbm Gas.

Ein Martinofen für eine Tageserzeugung von 49,2 Tonnen benötigt zwischen 45 000 und 50 000 cbm Gas, wovon ca. 5800 bis 6000 cbm der Entgasung entstammen. Daß sich bei einem großen Martinwerke oder sonst einer Hütte, welche über eine größere Anzahl von Gasöfen verfügt, eine partielle Kondensation bezahlt machen dürfte, soll nicht angezweifelt werden, andererseits kann als feststehend gelten, daß es kaum lohnend erscheint, die ganze Gasmenge, welche die Generatorenanlage liefert, durch die Kondensationsapparate und den Gasometer gehen zu lassen, weil sonst die Dimensionen der Kondensationsanlage, nota bene, wenn mehrere Regenerativöfen vorhanden sind, zu groß ausfallen würden. Nicht unbeachtet soll dabei bleiben, daß sich die einem Gasometer zu entnehmenden Gase, wie die Praxis bewiesen hat, für den Betrieb von Gasmaschinen eignen (Druckgasmotoren), weil aller Teer aus ihnen entfernt ist und die Gase stets unter demselben Druck und in gleichmäßiger Zusammensetzung der Maschine zugeführt werden können.

Durch die Einschaltung eines Kondensators werden der

Teer, das Gaswasser und der Wasserdampf der Gase beseitigt, ferner werden die Gase dadurch gleichmäßiger. Auch kann man im Kondensator die schwefelige Säure (bezw. $SO_3$ und $H_2S$) zum Teil entfernen, und wird es speziell dort, wo man mit schwefelreichen Kohlen im Martinofen weiches Flußeisen herstellen will, nicht unvorteilhaft sein, Kondensatoren in die Gasleitung zwischen Generator und Ofen einzuschalten. Dagegen ist darauf hinzuweisen, daß es in manchen Fällen nicht zu empfehlen sein wird, den Ofen direkt an den Generator anzuschließen, weil jede Arbeit, welche man beim Generator vornimmt, im Ofen empfunden werden wird, sei es das Rostputzen, das Beschicken oder irgendeine Reparatur. Mit Rücksicht darauf werden unter Umständen sogenannte Zentralgeneratorenanlagen vorzuziehen sein, weil sie ein gleichmäßigeres Gas liefern können. Es hängt dies selbstverständlich vom Brennstoff und der Konstruktion des Generators ab.

Um den kalorischen Vorteil der einen oder anderen Anordnung festzustellen, seien Dr. F. Fischers Taschenbuch für Feuerungstechniker (3. Aufl. S. 47 und 50) nachstehende Zusammenstellungen entnommen.

Von 100 kg Derbyshire Silkstone-Kohle wurden bei der Leuchtgaserzeugung bei einer Entgasungstemperatur von 800° C folgende Bestandteile erhalten:

| | C | H | S | N | O | Summe |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Koks (Asche 2,96) | 57,38 | 1,24 | 1,05 | 1,06 | 1,28 | 62,01 |
| Teer | 6,11 | 0,46 | 0,05 | 0,06 | 0,60 | 7,28 |
| Gaswasser | 0,08 | 1,06 | 0,12 | 0,22 | 8,30 | 9,78 |
| Gas | 7,56 | 2,85 | Sp. | 0,36 | 1,46 | 12,23 |
| In Reinigungsmasse | 0,22 | 0,02 | 0,39 | 0,01 | 0,56 | 1,20 |
| Summe | 71,35 | 5,63 | 1,61 | 1,71 | 12,20 | 92,50 |

Wenn man jetzt die beiden Fälle betrachtet, d. h. den, wo das Gas in einem Kondensator abgekühlt und den, wo es direkt aus dem Generator ohne Teerbildung in den Ofen tritt, so werden im ersten Falle Teer und Gaswasser im Kondensator abgesetzt, ebenso wird der an Sauerstoff gebundene Wasserstoff des Koks

und des Gases im Kondensator zurückbleiben, desgl. der an Sauerstoff bezw. Wasserstoff gebundene Schwefel [1]). Die unter

[1]) 

| Wassergas | ungereinigt | gereinigt |
|---|---|---|
| Wasserstoff | 49,2 % (Vol.) | 49,5 % (Vol.) |
| Kohlenoxyd | 42,3 „ | 41,2 „ |
| Kohlensäure | 3,2 „ | 4,0 „ |
| Stickstoff | 4,8 „ | 5,3 „ |
| Schwefelwasserstoff | 0,5 „ | — „ |
| Siliziumwasserstoff | Spur „ | — „ |

| | Cyanwasserstoff | | Ammoniak | Schwefel-wasserstoff |
|---|---|---|---|---|
| Leuchtgas | Gew. in 100 cbm | Vol. % | Gew. in 100 cbm | Vol. % |
| Aus der Vorlage | 265,9 | 0,217 | 396,6 | 1,38 |
| Nach der Kühlung | 255,9 | 0,209 | 352,7 | 1,05 |
| „ dem Skrubber | 251,6 | 0,205 | 3,8 | 1,05 |
| „ „ 1. Reiniger | 131,7 | 0,107 | Spur | Spur |
| „ „ 2. „ | 83,3 | 0,067 | — | 0,00 |
| „ „ 3. „ | 61,6 | 0,050 | — | — |
| Im Behältergas | 41,2 | 0,033 | Spur | — |

Schwefel kann im Generatorgas an Wasserstoff gebunden sein; dies ist sogar sehr wahrscheinlich, wenn die Gasbildung bei niederer Temperatur stattfindet und die Entgasung des Brennstoffes unter Luftabschluß erfolgen würde. In heißgehenden Generatoren wird jedoch der Schwefel als $SO_2$ oder $SO_3$ im Gase erscheinen und werden diese beiden Gase in entsprechenden Kondensatoren wohl zu beseitigen sein. Die Beseitigung des Schwefelwasserstoffes aus den Gasen ist möglich, doch sind hierfür passende Einrichtungen zu schaffen.

Nach Valon enthielt das in die Reiniger eintretende Leuchtgas 1419 g Schwefelwasserstoff. Bei Verwendung von Kalk im Reiniger ergeben sich folgende Gehalte an Schwefelwasserstoff und Kohlensäure in 100 cbm Gas: Eingang 1418,5 g $H_2S$, 1,26% $CO_2$; erste Lage 1372,8 g $H_2S$, 1,09% $CO_2$; zweite Lage 960,9 g HS, 0,79% $CO_2$; dritte Lage 457,6 g $H_2S$, 0,39% $CO_2$; vierte Lage 114,4 g $H_2S$, Spur $CO_2$.

Bei großen und mittleren Gasanstalten schwankt die Menge des zur Gasreinigung verbrauchten Kalkes in Verbindung mit Eisenoxyd oder anderen dasselbe ersetzenden Stoffen — zwischen 0,89 und 1,48 cbm auf 10000 cbm Gas. Bei Versuchen, die mit Kalk allein durchgeführt wurden, genügten 0,54 cbm Kalk auf 10000 cbm Gas, wobei die Schwefelbestandteile von 1418,5 g bis auf 13,7 g in 100 cbm Gas sanken. Bei Koksanstalten wurde gefunden, daß der Schwefelwasserstoff aus den Gasen

„in Reinigungsmasse" angeführten Bestandteile werden, weil sie als in den Gasen enthalten angenommen sind, ebenso behandelt. Der Kohlenstoff des Koks wird in CO überführt. Es ergibt sich demnach folgendes:

| Kondensierbare Bestandteile | | Nichtkondensierbare Bestandteile | |
|---|---|---|---|
| Teer . . . . . . | 7,28 kg | C des Koks . . . | 57,38 kg |
| Gaswasser . . . . | 9,78 „ | C „ Gases . . | 7,56 „ |
| $SO_2$ [1]) des Koks . . | 2,10 „ | C der in der Reinigungsmasse zurückgehaltenen Bestandteile . . | 0,22 „ |
| „ des Gases . . | — „ | H des Koks . . . | 1,21 „ |
| „ der in der Reinigungsmasse zurückgeh. Bestandt. | 0,78 „ | „ „ Gases . . | 2,67 „ |
| $H_2O$ des Koks . . | 0,26 „ | Ges. N . . . . | 1,71 „ |
| „ „ Gases . . | 1,64 „ | | |
| „ der in der Reinigungsmasse zurückg. Bestandt. | 0,19 „ | | |
| Summe | 22,03 kg | Summe | 70,75 kg |

Kondensierbar: 22,03, davon ab den N vom Teer und Gaswasser = 0,28 kg, bleiben 21,75 kg.

---

durch die dort zur Verfügung stehenden Waschapparate nicht beseitigt werden konnte.

Der Kalkverbrauch ist ein sehr hoher und es würde damit die Rentabilität einer derartigen Gasreinigungsanlage zum Zwecke der Beseitigung des Schwefelwasserstoffes aus Generatorgasen in Frage gesetzt sein, wenn die ganze Gasmenge die Reiniger passieren müßte, anders jedoch wäre es, wenn nur die Destillationsgase allein gereinigt werden würden.

Durch die Kondensation muß aber unter allen Umständen ein Teil des Schwefels vom Ofen ferngehalten werden, mindestens jene Menge, welche im Teer (siehe: I. Teil, Seite 24), und jene, welche im Gaswasser zu finden sind. Diese Schwefelmengen müßten, wenn die Gase keine teilweise Kondensation erfahren, unbedingt den Herd des Regenerativofens passieren.

Bei der oben angedeuteten Reinigung mit Kalk wäre übrigens auch die $CO_2$ der Gase zu beseitigen.

[1]) Hierbei wurde vorausgesetzt, daß S zu $SO_2$ verbrennt, weil dadurch ein höherer Stickstoffgehalt resultiert, welcher die Rechnung für die Kondensation ungünstig beeinflussen wird.

Der Kohlenstoff der nichtkondensierbaren Bestandteile wird bei der Vergasung in CO überführt worden sein und hat zu dieser Überführung Sauerstoff aus der atmosphärischen Luft aufgenommen, welcher wieder entsprechende Mengen Stickstoff mitbrachte.

Die nichtkondensierbaren Gase waren daher:

| | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| C | 65,16 | mit 86,84 O | und 300,45 N | = | 152,00 CO | + 300,45 N |
| H | 3,88 | „ — | — | = | 3,88 H | — |
| N | 1,71 | „ — | — | = | — | 1,71 N. |

Die Gase werden demnach bestehen aus 152,00 kg CO, 3,88 kg $H_2$ und 302,16 kg $N_2$.

Diese Gase werden auf 20° C abgekühlt sein und daher nur eine geringe Wärmemenge mitbringen, nämlich:

| | | spez. W. | W.-C. |
|---|---|---|---|
| CO | 152,00 | × 0,245 | = 37,24 Kal. |
| $H_2$ | 3,88 | × 3,409 | = 13,23 „ |
| $N_2$ | 302,16 | × 0,244 | = 73,73 „ |
| | | | 124,20 Kal. × 20 = 2484 Kalorien. |

Welche Wärmemenge werden diese Gase bei ihrer Verbrennung entwickeln?

152,00 kg CO verbrennen zu $CO_2$ × 2403 = 365 256 Kalorien
3,88 „ $H_2$ „ „ $H_2O$ × 2961 = 114 900 „

Summe = 480 156 Kalorien.

Es wäre nun noch der pyrometrische Effekt des Gasgemisches festzustellen.

152,00 kg CO + 86,84 O + 315,75 N = 238,84 $CO_2$ + 315,75 N
3,88 „ $H_2$ + 31,04 O + 103,97 N = 34,92 $H_2O$ + 103,97 N
302,16 „ N = 302,16 N

Summe 721,88 N.

Die Verbrennungsgase sind demnach:

| | spez. Wärme | |
|---|---|---|
| 238,84 $CO_2$ | × 0,217 | = ~ 52,0 Kalorien |
| 34,92 $H_2O$ | × 0,480 | = ~ 16,8 „ |
| 721,88 $N_2$ | × 0,244 | = ~ 176,1 „ |
| | | 244,9 Kalorien. |

Der pyrometrische Effekt des Gasgemisches wird daher sein:

$$\frac{480\,156}{244{,}9} = 1961^{\circ}\ \text{C}.$$

Schließlich wäre noch der Essenverlust zu bestimmen. Die Wärmekapazität der von 100 kg Kohle gelieferten Essengase ist = 244,9 Kalorien. Die Verbrennungsprodukte treten mit 300° C in den Kamin, folglich ist der Essenverlust =

$$244{,}9 \times 300 = 73\,470\ \text{Kalorien.}$$

---

Es sollen jetzt dieselben Zahlen für den Fall festgestellt werden, wo keine Kondensation in die Gasleitung eingeschaltet ist.

Wenn Teer und Gaswasser nicht abgesondert werden sollen, darf man annehmen, daß der gesamte Kohlenstoff als CO im Generatorgase enthalten sein wird, der vorhandene Sauerstoff wird mit dem S zu $SO_2$ gebunden sein und der Sauerstoffrest mit der entsprechenden H-Menge $H_2O$ bilden. Die Zusammensetzung der Gase wird demnach sein:

| | Gewicht in 100 kg Kohle | CO | H | $H_2O$ | $SO_2$ | N |
|---|---|---|---|---|---|---|
| C | 71,35 | 71,35 | — | — | — | — |
| H | 5,63 | — | 4,30 | 1,33 | — | — |
| S | 1,61 | — | — | — | 1,61 | 1,71 |
| N | 1,71 | — | — | — | — | — |
| O | 12,20 | — | — | 10,69 | 1,61 | — |
| O | } aus der | 95,12 | — | — | — | — |
| N | } Luft | — | — | — | — | 318,58 |
| Summa | | 166,47 | 4,30 | 12,02 | 3,22 | 320,29 |

Diese Gase werden mit 500° C aus dem Generator in den Ofen (Regenerator) eintreten.

Berechnung der Wärmekapazität:

| | | spez. W. | W.-K. | |
|---|---|---|---|---|
| CO | 166,47 × | 0,245 = | 40,80 | |
| $H_2$ | 4,30 × | 3,409 = | 14,66 | |
| $H_2O$ | 12,02 × | 0,480 = | 5,77 | |
| $SO_2$ | 3,22 × | 0,154 = | 0,50 | |
| $N_2$ | 320,29 × | 0,244 = | 78,2 | = 139,93 Kalorien. |

Die Wärmemenge, welche die 500° warmen Generatorgase mitbringen, wird demnach sein:

$$139{,}93 \times 500 = 69\,965 \text{ Kalorien.}$$

Welche Wärmemenge werden diese Gase bei ihrer Verbrennung entwickeln?

166,47 kg CO verbrennen zu $CO_2 \times 2403 = 400\,027$ Kalorien
4,30 „ $H_2$ „ „ $H_2O \times 2916 = 125\,388$ „

Zusammen = 525 415 Kalorien.

Der pyrometrische Effekt dieser Gase wird sich wie folgt berechnen:

166,47 kg CO + 95,0 kg O + 318,18 kg N = 261,47 kg $CO_2$ + 318,18 kg N,
4,30 „ H + 34,4 „ O + 115,22 „ N = 38,7 kg $H_2O$ + 115,22 kg N.

Da die übrigen Gasbestandteile gleich bleiben, werden die Verbrennungsprodukte und deren Wärmekapazität sein:

| | | spez. W. | W.-K. |
|---|---|---|---|
| $CO_2$ | 261,47 kg | × 0,217 = | 56,7 Kalorien |
| $H_2O$ | 44,47 „ | × 0,480 = | 21,3 „ |
| $SO_2$ | 3,22 „ | × 0,154 = | 0,5 „ |
| $N_2$ | 753,69 „ | × 0,244 = | 184,0 „ |
| | | | 262,5 Kalorien. |

Der pyrometrische Effekt des Gasgemisches wird gleich:

$$\frac{525\,000}{262{,}5} = \backsim 2000^{\circ} \text{ C.}$$

Der Essenverlust ergibt sich wie folgt:

Die Wärmekapazität der von 100 kg Kohle gelieferten Essengase ist = 262,5 Kalorien.

Die Verbrennungsprodukte traten mit 300° C in den Kamin, demnach ist der Essenverlust =

$$262{,}5 \times 300 = 78\,750 \text{ Kalorien.}$$

Stellt man die Ziffern für beide Fälle einander gegenüber,

| | Mit Kondensation | Ohne Kondensation |
|---|---|---|
| Von den Generatorgasen mitgebrachte Wärme . . . . . | 2484 Kalorien | 69 965 Kalorien |
| Pyrometr. Effekt der Gase. . | 1961° C | 2000° C |
| Essenverlust . . . . . . . . | 73 470 Kalorien | 78 750 Kalorien |

so sprechen die Zahlen auf den ersten Blick zugunsten der Anlage ohne Kondensation.

Der Hauptgewinn ist in der Wärme, welche die Generatorgase in den Ofen mitbringen, zu finden und beträgt über 65000 Kalorien.

Demgegenüber ist der „Essenverlust" hervorzuheben. Wenn die Gase mit hoher Temperatur, angenommen 600° C, aus dem Generator in die Umsteuerungsvorrichtung eintreten, dann wird es auch kaum möglich sein, eine niedrigere Essengastemperatur zu erzielen. Hält man dies fest und berücksichtigt weiter, daß, wenn Kondensation angewendet wird, nach Damour, Marin u. a., eine Abkühlung der Essengase bis auf 100° C stattfinden könnte, so läßt sich leicht nachweisen, daß der Essengasverlust den Gewinn, welchen der direkte Anschluß des Generators an den Ofen nach obiger Zusammenstellung erbringen soll, ausgleichen muß.

Bei Anwendung von Kondensation und Abkühlung der Gase auf 200° C wird der Essenverlust = 48960 Kalorien sein, während dieser Verlust, wenn die Kondensation wegbleibt und die Generatorgase bei an dem Ofen angebauten Generator, mit 600° C, in die Umsteuerungen gelangen, 157320 Kalorien, d. i. um

$$157320 - 48960 = 108360 \text{ Kalorien}$$

mehr betragen wird. Der Gewinn an Wärme durch die höher temperierten Generatorgase (∼ 67000 Kalorien) ist also, wenn obige Annahmen zutreffen, illusorisch und sollte als Verlust (∼ 40900 Kalorien) in die Wärmebilanz eingetragen werden.

Der Verfasser möchte der Anwendung der Kondensation das Wort nicht reden, trotzdem aber darf man den Wert der gewonnenen Nebenprodukte nicht übersehen. Um diesen festzustellen, sei angenommen, daß die verwendete Kohle einen Wärmeeffekt von 6500 Kalorien habe, dann wäre der Gewinn beim ersten Posten in der Tabelle auf Seite 162 für den Fall, wo ohne Kondensation gearbeitet wird, gleich 10 kg Kohle zu setzen.

Berücksichtigt man demgegenüber, daß bei Anlage der Kondensation 7,28 kg Teer gewonnen werden, und daß der

Teer im Werte höher steht als die Kohle, so wäre damit der scheinbare Verlust, der sich bei Anwendung der Kondensation herausstellt, schon wieder ausgeglichen. Ferner wäre noch zu berücksichtigen, daß aus den Kondensationsprodukten wertvollere Erzeugnisse gewonnen werden können, wie dieses weiter unten bei der Berechnung eines Koksofens noch dargelegt werden soll.

Wird auf der anderen Seite in Rücksicht gezogen, daß man bei der Anlage von Kondensatoren (einfacher Konstruktion) das ganze Wasser, welches bei feuchten Kohlen und bei jüngeren Kohlen in ziemlicher Menge auftritt, sowie die $SO_2$ und $H_2S$ aus den Gasen zu entfernen vermag, dadurch die Gesamtgasmenge herabsetzend, den S teilweise beseitigend, so wird man erkennen, daß der Vorteil in dem Falle, wo der Generator direkt an den Ofen angebaut ist, häufig wohl nur ein scheinbarer sein wird.

Ist dagegen zwischen Generator und Ofen eine längere Leitung nötig, so wird die Einschaltung einer Kondensation meist am Platze sein. Man wird dann nämlich auch den Vorteil noch konstatieren können, daß die Leitungen reiner bleiben, mit geringeren Gasmengen die gleichen Wärmeeffekte zu erzielen sind und Gas bei guter Ausführung der Kondensationsanlage stets gleichmäßig zusammengesetzt mit gleichem Druck in den Ofen abgegeben werden kann.

Aus alledem geht klar hervor, daß man in jedem einzelnen Falle die Frage zu studieren hat. Immerhin aber darf man behaupten, daß wenn gleichmäßig zusammengesetztes Gas gefordert wird, die Kohle eine genügende Teermenge liefert, verhältnismäßig viel Feuchtigkeit enthält und für den Teer ein guter Absatz geschaffen werden kann, und insbesondere, wenn die Kohle viel Schwefel enthält (bei Erzeugung weichen Flußeisens), das Urteil stets zugunsten der Kondensation ausfallen wird.

---

Im Anschluß an das Vorstehende sei hier noch ein Fall aus der Praxis untersucht.

Ein Siemens-Schweißofen wurde von vier Generatoren be-

dient. Er stand 143 Stunden in Betrieb und war in dieser Versuchszeit der Kohlenverbrauch =

| | | | |
|---|---|---|---|
| 187 q | Stückkohle | der nachstehenden Zusammensetzung | A |
| 204 q | Mittelkohle | „ „ „ | B |
| 8 q | Stückkohle | „ „ „ | C. |

| | A. | B. | C. |
|---|---|---|---|
| C . . . . . . . | 60,91 | 44,22 | 56,73 |
| H . . . . . . . | 1,98 | 1,36 | 1,87 |
| N . . . . . . . | 0,71 | 0,52 | 0,76 |
| $H_2O$ ch. geb . . | 20,23 | 19,96 | 18,88 |
| „ hygrosk. . . | 9,92 | 28,08 | 10,78 |
| Asche . . . . . | 6,25 | 5,86 | 10,98 |
| verbrennl. S . . | 0,53 | 0,29 | 1,20 |
| Kal.-Wert direkt bestimmt . . . | 6013 | 3815 | 5104 |

Während der Versuchszeit wurden 5500 kg Teer und Teerwasser erzeugt. Hiervon waren: 2340 kg Teer und 3160 kg Teerwasser.

Nehmen wir die Zusammensetzung des Teer und Teerwassers wie in der vorigen Rechnung an, so hat man in Gewichtsprozenten $C_2 = 84,0$ Teer und 0,8 Teerwasser, $H_2 = 5,3$ resp. 0,3, $S_2 = 0,7$ resp. 1,2, $N_2 = 0,8$ resp. 2,3 und $H_2O = 9,2$ resp. 95,4

Berücksichtigt man, daß in 143 Stunden, d. i. in sechs Arbeitstagen oder in einer Arbeitswoche, am Schweißofen 2340 kg Teer erzeugt wurden, und nimmt weiter an, daß der Ofen 45 Wochen des Jahres in Betrieb steht, so beträgt die Teerproduktion des Ofens im Jahre rund 100000 kg.

Über den Wert des Teers orientiert am besten der Erfolg in der Anlage zu Fagersta in Schweden; dort nämlich benutzt Brinell den Generatorteer in der Weise, daß er ihn aus den Sammeltonnen in einen Holzkasten gießt und durch Umrühren mit Holzkohlenstübbe mengt. Die Mischung geht dann durch eine Rossche Torfmaschine und lagert in Schichten von höchstens 0,44 m Stärke einige Wochen lang auf dem Boden, um das dem Teer anhaftende Wasser zu ent-

fernen. Das so vorbereitete Material wird zur Kesselfeuerung benutzt und verbrennt vollständig. Die Dampferzeugung entspricht derjenigen bester englischer Steinkohlen, nur ist der Brennwert des Teermaterials von dem Wassergehalt des Teers und dem Feuchtigkeitsgrade der Kohlenstübbe sehr abhängig.

Probefeuerungen mit Teerbrennstoff und besten englischen Steinkohlen (South Yorkshire) haben ergeben, daß 1 cbm dieser letzteren 1,32 cbm von jenem, oder daß 1 cbm Teermaterial 0,76 cbm bester englischer Steinkohle gleichkommt. — Zur Darstellung von 1 cbm Teerbrennstoff sind 0,87 cbm Holzkohlenstübbe erforderlich.

An Stelle von Kohlenstübbe hat man bisweilen Sägespäne angewendet und soll das daraus gewonnene Brennmaterial demjenigen aus Stübbe nicht viel nachgestanden haben. Der Generator des Martinofens zu Fagersta von sieben Tons Größe liefert jährlich ungefähr 98 cbm Teer.

Da weiter nach Granströms Untersuchungen 1 Vol. Kohlenstübbe 0,2 Vol. bester Generatorsteinkohle entspricht, also 0,87 Vol. Stübbe = 0,17 Vol. Steinkohlen, und da ferner 0,28 Vol. Teer = 0,76 — 0,17 = 0,59 Vol. Steinkohlen entspricht, so steht 1 Vol. Generatorteer 2,1 Vol. bester Generatorsteinkohle gleich. Da nun 1 Kubikfuß Steinkohlen 20,8 kg und ebensoviel Teer 29,0 kg wiegen, so findet man, daß 29 kg Teer = 43 kg bester Steinkohle sein werden. Da aber nach den deutschen Marineversuchen 1 kg jener Steinkohlenmarke mindestens 8 kg $H_2O$ von $0^0$ verdampft, so würden 43 kg 344 kg $H_2O$ in Dampf verwandeln.

Odelstjerna ist nun der Ansicht, daß alle auf schwedischen Eisenwerken existierenden Generatoren mit Kondensatoren in solche ohne Kondensation umzuwandeln sind. Hierbei fragt es sich, ob die Verbrennungswärme des Teers ausreicht, die Temperatur des Wasserdampfes und der Teerverbrennungsprodukte, welche die Gase beim Eintritt in die Regeneratoren besitzen, auf die Temperatur der Rauchgase beim Verlassen der Regeneratoren zu erhöhen. Entwickelt die Teerverbrennung mehr Wärme, als dazu notwendig ist, so kommt dieses Plus natürlich dem Ofen zugute.

29 kg Teer können 344 kg Wasser verdampfen, wozu $344 \times 637 = 218\,128$ Kalorien, d. h. pro 1 kg Teer 7522 Kalorien erforderlich sind. Gut getrocknetes Holz liefert im Generator annähernd 50 Gewichtsprozent Wasserdampf aus dem vorher gebundenen und dem hygroskopischen Wasser; 918 kg Holz ergeben also ungefähr 459 kg Wasserdampf, zu dessen Erwärmung von 100° auf 500° demnach $459 \times 0{,}48 \times 400 = 88\,128$ Kal. erforderlich sind. Dazu würden nur $88\,128 : 7522 = 11{,}7$ kg Teer nötig sein, so daß von obiger Holzmenge nicht weniger als $29 - 11{,}7 = 17{,}3$ kg Teer übrig bleibt, um den ganzen Wärmebedarf der Teerverbrennungsprodukte zu decken und die Temperatur des Ofens zu steigern.

Hiernach verwirft Odelstjerna die Kondensatoren gänzlich und empfiehlt dafür 1.: Brennstoffgebäude zu bauen, in denen das Material zu trocknen ist, und 2. die Generatoren auf der einen Seite mit Rosten und auf der entgegengesetzten mit Gasentnahme nach unten zu versehen. Nur bei ganz kleinem Abstand zwischen Generator und Ofen soll die Entnahme der starken Rußbildung wegen nach oben zu erfolgen.

Nach „Jern-Kon. Annaler 1888“, S. 383 hat Odelstjerna bei dem schwedischen Glaswerke Årnäs tatsächlich die Beobachtung gemacht, daß Torfgas aus Generatoren ohne Kondensatoren bessere Resultate lieferte, als bei Anwendung der Kondensation erzielt werden konnten. Später vorgenommene Kontrollversuche lieferten jedoch kein Resultat.

---

Auch für das Beispiel S. 165 soll jetzt untersucht werden, ob dort die Kondensation am Platze war. Vorausgeschickt sei, daß eine eigentliche Kondensationsanlage nicht eingebaut war, sondern nur eine Absonderung des Kondensierbaren in den freiliegenden Gasleitungsrohren stattfand.

Zunächst sei die mittlere Zusammensetzung der Kohle festgestellt, und dann soll die weitere Rechnung für 100 kg gegichteter Kohle durchgeführt werden.

Die Kohlen besaßen nachstehende Zusammensetzung:

| | Kohle A 187 q | Kohle B 204 q | Kohle C 8 q | Summe[1] | Mittel 100 kg | Teer 2340 kg | Teer-wasser 3160 kg | Teer pro100kg 5,88 kg | Teer-wasser Kohle 7,90 kg |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $C_2$ | 114,0 | 90,0 | 4,5 | 208,5 | 55,7 | 1964,9 | 25,3 | 4,93 | 0,06 |
| $H_2$ | 3,7 | 2,8 | 0,15 | 6,65 | 1,8 | 124 | 9,5 | 0,31 | 0,02 |
| $N_2$ | 1,3 | 1,1 | 0,06 | 2,46 | 0,6 | 18,7 | 72,7 | 0,05 | 0,19 |
| $H_2O$ ch. geb. | 37,6 | 40,0 | 1,55 | 79,15 | 21,1 | 216 | 3014,7 | 0,54 | 7,53 |
| $H_2O$ hygrosk. | 18,5 | 57,2 | 0,83 | 76,53 | 20,4 | — | — | — | — |
| $S_2$ | 0,9 | 0,6 | 0,09 | 1,59 | 0,4 | 16,4 | 37,8 | 0,05 | 0,10 |
| Summa | 176,0 | 191,7 | 7,18 | 374,88 | 100,0 | 2340,0 | 3160,0 | 5,88 | 7,90 |

| | Kohle | Teer und Teerwasser | Gase |
|---|---|---|---|
| $C_2$ . . . | 55,7 | 4,99 | 50,71 |
| $H_2$ . . . | 1,8 | 0,33 | 1,47 |
| $N_2$ . . . | 0,6 | 0,24 | 0,36 |
| $H_2O$ chem. geb. | 21,1 | 8,07 | 13,03 |
| „ hygrosk. | 20,4 | — | 20,40 |
| $S_2$ . . . | 0,4 | 0,15 | 0,25 |

Von den Gasen wird auch noch jener Teil des chemisch gebundenen Wassers kondensiert werden, welcher in den Generatorgasen als bereits „entstanden“ vorhanden sein wird, und darf daher angenommen werden, daß die Gase nachstehende Zusammensetzung haben:

50,71 kg $C_2$ verbrennen mit 67,44 kg $O_2$ + 225,76 kg $N_2$ zu 118,15 kg CO und 225,76 kg $N_2$
1,47 kg $H_2$ finden sich wieder als 1,47 „ $H_2$
0,36 „ $N_2$ „ „ „ „ 0,36 „ $N_2$

Das chemisch gebundene und hygroskopische Wasser, sowie die vom S stammende $SO_2$ bleiben im Kondensationsapparate zurück. Diese Gase treten mit 20° C in den Ofen und bringen daher folgende Wärme mit:

[1]) Der Aschengehalt wurde in dieser Zusammenstellung weggelassen.

Die Wärmekapazität der Gase stellt sich:

| | | spez. W. | W.-K. |
|---|---|---|---|
| CO | 118,15 kg | × 0,245 = | 29,0 |
| $H_2$ | 1,47 „ | × 3,409 = | 5,0 |
| $N_2$ | 225,76 „ | × 0,244 = | 55,0 |
| | | | 89,0 Kalorien, |

89,0 × 20 = 1780 Kalorien.

Die Verbrennungswärme der Gase ist gleich:

118,15 × 2403 = 283 914 Kalorien
1,47 × 29161 = 42 866 „
326 780 Kalorien.

Pyrometrischer Effekt der Gase:

118,15 kg CO verbrennen mit 67,51 kg O und 225,76 kg $N_2$ zu 185,66 kg $CO_2$ und 225,76 „ $N_2$,
1,47 kg $H_2$ verbrennen mit 11,76 kg O und 39,32 kg $N_2$ zu 13,23 kg $H_2O$ und 39,32 „ $N_2$,
225,76 kg $N_2$ finden sich wieder als 225,76 kg $N_2$.

Die Zusammensetzung der Verbrennungsprodukte und deren Wärmekapazität wird demnach sein:

| | | spez. W. | W.-K. |
|---|---|---|---|
| $CO_2$ | 185,66 kg | × 0,217 = | 40,3 |
| $H_2O$ | 13,23 „ | × 0,480 = | 6,4 |
| $N_2$ 225,76 · 2 = | 451,52 „ | × 0,244 = | 110,2 |
| | | Summa: | 156,9 ∼ 157 Kal. |

Der pyrometrische Effekt stellt sich somit auf:

157 : 326 780 = 2082 ° C.

Der Essenverlust wird, da die Gase mit 300 ° C in die Esse treten = 157 × 300 = 47 100 Kalorien sein.

---

Im Anschluß daran mögen jetzt dieselben Zahlen mit Rücksicht darauf berechnet werden, daß keine Kondensation angewendet ist. Die Zusammensetzung der Generatorgase findet sich dann wie folgt:

55,7 kg $C_2$ verbrennen mit 74,1 kg $O_2$ + 248,1 kg $N_2$ zu 129,8 kg CO und 248,1 „ $N_2$

1,8 „ $H_2$ verbleiben als 1,8 kg $H_2$
0,6 „ $N_2$ „ „ 0,6 „ $N_2$
21,1 „ chemisch gebundenes $H_2O$ verbleiben als 21,1 „ $H_2O$
20,4 „ hygroskopisches $H_2O$ verbleiben als 20,4 „ „
0,4 „ $S_2$ verbrennen mit 0,4 kg $O_2$ + 1,34 kg $N_2$ zu 0,8 „ $SO_2$
und 1,34 „ $N_2$.

Diese Gase werden dem Ofen mit 500° C zuströmen.

Die Wärmekapazität der Gase stellt sich auf:

| | | spez. W. | W.-K. |
|---|---|---|---|
| CO | 129,8 kg | × 0,245 = | 31,8 |
| $H_2$ | 1,8 „ | × 3,409 = | 6,14 |
| $H_2O$ | 41,5 „ | × 0,480 = | 19,9 |
| $SO_2$ | 0,8 „ | × 0,154 = | 0,12 |
| $N_2$ | 249,94 „ | × 0,244 = | 61,0 |
| | | | 118,96 ∽ 119,0 Kalorien. |

Die von den Gasen mitgebrachte Wärme ist demnach = 119,0 × 500 = 59 500 Kalorien.

Verbrennungswärme der Gase:

129,8 kg CO × 2 403 = 311 909 Kalorien
1,8 „ $H_2$ × 29 161 = 52 490 „
364 399 Kalorien.

Der pyrometrische Effekt der Gase muß sein =
129,8 kg CO verbrennen mit 74,1 kg O und 248,1 kg $N_2$ zu
203,9 kg $CO_2$ und 248,1 kg $N_2$,
1,8 kg $H_2$ „ „ 14,4 kg O und 48,22 kg $H_2$ zu
16,2 kg $H_2O$ und 48,22 kg $N_2$,
$H_2O$, $SO_2$ und $N_2$ bleiben unverändert.

Die Zusammensetzung und Wärmekapazität der Verbrennungsprodukte ergibt sich zu:

| | | spez. W. | W.-K. |
|---|---|---|---|
| $CO_2$ | 203,9 kg | × 0,217 = | 44,05 |
| $H_2O$ | 16,2 + 19,9 = 36,1 „ | × 0,480 = | 17,3 |
| $SO_2$ | 0,8 „ | × 0,154 = | 0,12 |
| $N_2$ | 249,94 + 248,1 = 498,0 „ | × 0,244 = | 121,5 |
| | | | 182,97 ∽ 183 Kal. |

Der pyrometrische Effekt ist demnach gleich 183 : 364 399 = 1991° C.

Der Essenverlust stellt sich auf 183 × 300 = 54 900 Kal.

Werden die Zahlen für beide Fälle zusammengestellt, so ergibt sich:

| | Mit Kondensation | Ohne Kondensation |
|---|---|---|
| Von den Generatorgasen dem Ofen zugeführte Wärme . . | 1780 Kalorien | 59 500 Kalorien |
| Pyrometrischer Effekt der Gase | 2082° C | 1991° C |
| Essenverlust[1]) . . . . . . . | 47100 Kalorien | 54900 Kalorien. |

Der pyrometrische Effekt der Gase wie der Essenverlust sprechen für die Anwendung der Kondensation und dürfte bei Verwendung von Kohlen obenstehender Zusammensetzung die Einschaltung guter Kondensationsvorrichtungen zu empfehlen sein, da der Verlust an von den Generatorgasen mitgebrachter Wärme durch den Gewinn an anderer Stelle und die Betriebsvorteile behoben werden wird. Durch Abkühlung der Generatorgase auf eine möglichst niedrige Temperatur wird man eine Herabsetzung der Temperatur der Essengase erreichen. Daneben könnte noch ein Vorteil dadurch erzielt werden, daß die Gase möglicherweise die Umsteuerungen, insbesondere bei guten Kondensationsvorrichtungen, weniger verteeren, vorausgesetzt naturgemäß, daß die Abkühlung nicht zu rasch erfolgt, oder zu wenig abgekühlt wird, so daß die Kondensation unvollkommen stattfindet, in welchem Falle allerdings gerade das Gegenteil erreicht werden würde. Jedenfalls ist die Anordnung von Teersäcken in der Leitung zu empfehlen.

Daß die eisernen Umsteuerungsvorrichtungen weniger leiden, wenn die Gase nicht sehr heiß sind, ist klar, ebenso wird auch der chemische Einfluß der Gase auf die einzelnen Teile der Umsteuerung bei niedrigerer Temperatur und teerarmen Gasen kleiner sein. Endlich wird sich auch das Gitterwerk der Regeneratoren besser halten, wenn teerarme Gase verwendet werden.

[1]) Zuungunsten der Kondensation berechnet.

Berücksichtigt man weiter noch, daß der Wasserdampf eine Oxydationswirkung im Ofen übernimmt, so wird man zugeben müssen, daß eine Abkühlung der Gase, insbesondere bei Glühöfen, fühlbare Vorteile mit sich bringen kann.

Treten die Gase, ohne eine Kondensation zu passieren, d. h. ohne eine Abkühlung zu erfahren, in den Regenerativ-

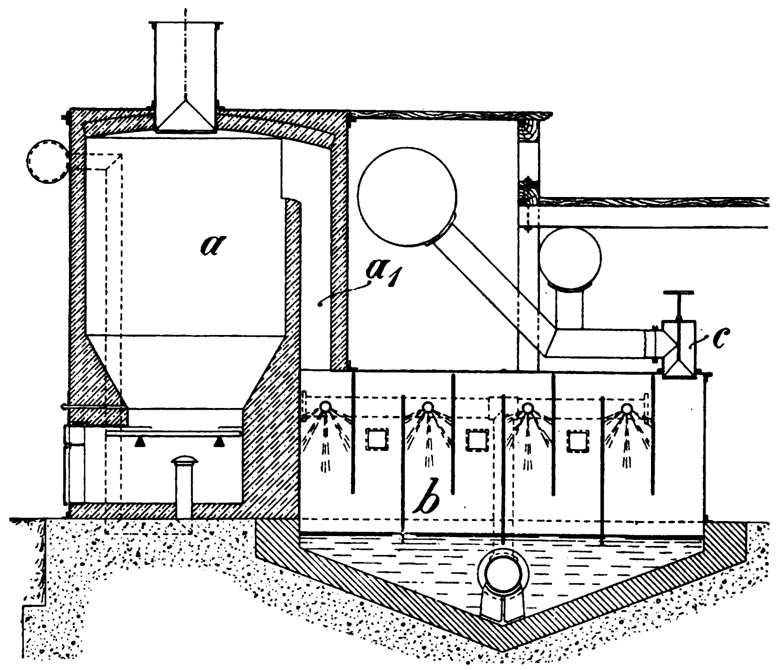



Fig. 3.

ofen, so wird die gesamte Gasmenge, welche auch alle kondensierbaren Gase und Dämpfe mitführt, größer sein als bei Kondensation. Der Einfluß der Vergrößerung der Gasmenge wird sich naturgemäß auch bei der Dimensionierung der Öfen, insbesondere in den Abmessungen der Regeneratoren äußern. In der Praxis haben diese Ideen bereits Eingang gefunden und sind schon vielfach bereits Zentralgeneratorenanlagen gebaut worden.

Eine Skizze einer einfachen und guten Kondensation

gibt Fig. 3. wieder. Die Gase treten aus dem Generator *a* durch den Kanal $a_1$ mit 33 % Wassergehalt in den ersten Abteil des Kondensators *b* und sind dort der kühlenden Wirkung eines feinverteilten Wasserstromes ausgesetzt; sie durchlaufen sodann den Kondensator auf Schlangenwegen, immer der Wirkung eines Wasserstrahles unterliegend, und verlassen schließlich die Kondensation durch das Ventil *c* mit ca. 2 % Wassergehalt. Das Schmutzwasser sammelt sich auf dem Boden des Kondensators *b* an und wird von da periodisch abgelassen.

---

Es handelt sich nun noch darum, zu erfahren, wie hoch die Brennstoffschicht in einem Generator (es ist hier hauptsächlich die Siemenssche Konstruktion berücksichtigt) sein soll.

Stöckmann gibt die zulässige Höhe der Brennstoffschicht auf Treppenrosten für verschiedene Brennmateriale wie folgt an:

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| stückreiche Gaskohle . . . . . . | 700 | bis | 800 | mm |
| „ Braunkohle . . . . . | 625 | „ | 700 | „ |
| lignitähnliche, feuchte Braunkohle . | 580 | „ | 600 | „ |
| „ trockene „ . | 650 | „ | 750 | „ |
| Torf in Stücken und fest . . . . | 800 | „ | 1000 | „ |
| „ „ „ „ locker . . . | 1200 | „ | 1400 | „ |

Ledebur dagegen gibt die Brennstoffschichten wie folgt an:

| | | |
|---|---|---|
| bei feinstückigen Braunkohlen . . | 600 | mm |
| „ grobstückigen „ . . | 700 | „ |
| bei Steinkohlen und Koks . . . | 750 bis 800 | „ |
| „ Torf und Holz . . . . . . | 1000 bis 1500 | „ |

Bei Schachtgeneratoren ist stets die Einrichtung zu treffen, daß die Brennstoffschicht verändert werden kann, damit man Brennstoff von verschiedener Stückgröße in ein und demselben Ofen verbrennen kann, da beispielsweise ein Unterwindschachtgenerator, wenn er mit Stückkohlen betrieben wird, 2,5 m, mit Gries jedoch nur 1,2 m Brennstoffschicht verlangt.

Die Menge des pro Quadratmeter Rostfläche in einer gewissen Zeit vergasten Brennstoffes ist durch die Zugverhältnisse und die Beschaffenheit des Brennstoffes bedingt; auch die Brennstoffschicht hängt hauptsächlich von den Zugverhältnissen ab. Es ergibt sich daraus die Frage:

**Wie groß ist der Rost zu machen?**

Da in einer gegebenen Zeit eine bestimmte Menge Brennstoff von bekannter Korngröße auf einem Quadratmeter des Rostes verbrannt wird, so sollte diese Größe des Rostes eigentlich genau bestimmbar sein. Leider können hier nur die praktischen Versuche Aufschluß geben. Man müßte Gasanalysen, wenn viel, wenn wenig Brennstoff in der Zeiteinheit verbraucht wird, durchführen. Weiter ist es auch ein großer Unterschied, ob man einen Zuggenerator oder einen Gebläsegenerator vor sich hat; ersterer, den verschiedenen Vorkommnissen in der Atmosphäre überlassen, wird gewiß eine größere Rostfläche benötigen als ein Gebläsegenerator, in welchem, weil pro Zeiteinheit und pro Quadratmeter mehr Brennstoff verbrannt werden wird, eine bedeutendere Höhe der Brennstoffschicht angewendet werden muß, um die auf dem Roste sich bildende $CO_2$ zuverlässig in CO umzuwandeln. Die Brennstoffschicht muß deshalb höher sein, weil die Gase im Gebläsegenerator die Brennstoffschicht mit größerer Geschwindigkeit durchstreichen, als es beim Zuggenerator der Fall ist. Die Fläche des Rostes eines Zuggenerators muß auch deshalb größer als die des Gebläsegenerators gewählt werden, weil bei schlechtem Zug die Luft mit verminderter Geschwindigkeit unter den Rost eintreten wird, so daß weniger Gase pro Quadratmeter gebildet werden, trotzdem aber eine bestimmte Menge Generatorgas erzeugt werden soll. Wie oft kommt es vor, daß infolge besonderen Windanfalles der Zug nicht hinreicht, um dem Generator die nötige Luft zuzuführen. Endlich handelt es sich auch darum, die Dimensionen des Rostes nicht zu klein zu machen, um nicht kalten Gang zu bekommen; wählt man dieselben auf der andern Seite zu groß, so wird man den regelmäßigen Betrieb schwer aufrecht erhalten können, weil die Bedienung des Rostes sich schwieriger gestaltet.

Steinmann gibt die größte zulässige Rostfläche des Gaserzeugers mit 2 qm an und empfiehlt bei größerem Gasbedarf mehr Generatoren anzuordnen. Nach des Verfassers eigener Erfahrung sollte man jedoch selbst bei Doppelgeneratoren, d. h. Generatoren mit geteiltem Rost, wie sie vom Verfasser in Czakowitz, Modran, Wallwitz a. d. Saale usw. angewandt wurden, nie über eine Breite pro Rost von 0,8 und eine Tiefe von 1,2 m, also 0,96 qm hinausgehen, da sich schon bei diesen Dimensionen das Abschlacken schwierig gestaltet.

Die freie Rostfläche wird heute nach Ledeburs Vorschlag allgemein für Planroste zu 1/4 bis 1/8 und für Treppenroste zu 1/2 bis 3/4 der Gesamtrostfläche angenommen.

Bei Zug-Gasgeneratoren für Steinkohle wählt man die Fläche für 100 kg in der Stunde vergaster Kohle zwischen 8,0 und 2,5 qm, bei starken Zug benutzt man 1,6 qm Rostfläche für 100 kg in der Stunde verbrannte Steinkohle.

Koksgaserzeuger mit heißem Gang erhalten pro 100 kg und Stunde 1,25 bis 1,60 qm Rostfläche.

Bei Torfgeneratoren rechnet man 100 kg Torf in einer Stunde auf 0,3 qm Rostfläche.

---

Nachstehend soll versucht werden, für einige bestimmte Fälle das pro Stunde und Quadratmeter in den Generator eintretende Luftquantum zu berechnen und die pro Stunde und Quadratmeter verbrannte Kohle festzustellen.

### 1. Fall.[1])

In 14 Stunden sind in vier Generatoren 2927 kg Kohle verbrannt und hierzu pro 100 kg gegichteter Kohle 251,85 cbm Luft verbraucht worden.

Gesamtes Luftquantum = 7371,65 cbm.

Die Generatoren haben einen Planrost von 1,75 qm Gesamtfläche, wovon auf die freie Rostfläche 0,8 qm entfallen.

Hierbei sei auch auf Åkermans obenerwähnte Studie

---

[1]) Vgl. v. Jüptner-Toldt, Chemisch-kalorische Studien über Generatoren und Martinöfen.

„Beitrag zur Entwicklung der Frage der Heizgasgewinnung“ hingewiesen. Sie umfaßt Untersuchungen und Dimensionsangaben von Generatoren, die mit Holz, Reisig, Sägespänen, Torf, Kohle betrieben werden, Bestimmungen des Raumverhältnisses zwischen Generator und Charge, Wertverhältnisse verschiedener Brennstoffe und vergleichende Beobachtungen über den Verlauf der Gaserzeugung aus verschiedenen Brennstoffen.

Außerdem ist noch ein Treppenrost vorhanden, dessen Gesamtfläche = 1,76 qm und die freie Rostfläche = 1,09 qm ist.

Es ist somit:

die gesamte Rostfläche = 1,75 + 1,76 = 3,51 qm,
die freie Rostfläche = 0,8 + 1,09 = 1,89 qm.

Bei vier Generatoren:

die gesamte Rostfläche = 3,51 × 4 = 14,04 qm,
die freie Rostfläche = 1,89 × 4 = 7,56 qm.

Da in 11 Stunden 7371,65 cbm Luft die freie Rostfläche passieren, werden auf die Stunde 670,15 cbm kommen. Pro Stunde und Quadratmeter passieren die freie Rostfläche 88,6 cbm, oder der Wind wird mit einer Geschwindigkeit von $\frac{88,6}{3600} = 0,24$ m pro Sekunde durch den Rost ziehen.

In 11 Stunden werden 2927 kg Kohle verbrannt, d. i. 266 kg pro Stunde; pro gesamte Rostfläche 18,8 kg, pro freie Rostfläche 35,2 kg in einer Stunde.

Da Ledebur anführt, daß in Zug-Gasgeneratoren bei schwächerem Zug 40 bis 50 kg Kohle pro Quadratmeter freie Rostfläche anzunehmen sind, und wir es mit schwächerem Zug zu tun haben, kann das Resultat als zutreffend bezeichnet werden.

2. Fall.

In 10,5 Stunden wurden in drei Generatoren 1980 kg verbraucht.

Luftmenge pro 100 kg Kohle = 275,34 cbm,
gesamte Luftmenge „ = 5451,71 „

Luftmenge pro Stunde 519,21 cbm.

Die Rostflächen waren in diesem Falle:

gesamte Rostfläche = 10,53 qm,
freie Rostfläche = 5,40 „

Pro Stunde und Quadratmeter passierten die freie Rostfläche 97 cbm Luft, woraus sich die Geschwindigkeit des Windes pro Sekunde zu 0,27 m ergibt.

Pro Stunde und Quadratmeter Rostfläche wurden verbrannt:

auf der gesamten Rostfläche 18,8 kg Kohle,
„ „ freien Rostfläche ca. 36 „ „

3. Fall.

(v. Jüptner Öster. Z. f. Berg- u. Hüttenw. 1890/37,38.)

In acht Stunden 50 Minuten wurden 3214 kg Kohle in zwei Generatoren verbrannt.

Luftmenge pro 100 kg Kohle = 259,09 cbm.
Gesamte Luftmenge = 8327,17 „
Luftmenge in der Stunde = 941 cbm.

Zug besser wie vorher (großstückigere Kohle benutzt).

Gesamte Rostfläche = 7,02 qm,
freie Rostfläche = 3,6 „ .

Geschwindigkeit der einströmenden Luft per Sek. 0,73 m.

Pro Stunde und Quadratmeter Rostfläche wurden verbrannt:

auf der gesamten Rostfläche 15,85 kg Kohle,
„ „ freien Rostfläche 100,0 „ „

---

Aus den Beispielen ist zu ersehen, daß man hinsichtlich des Rostes vom Generator die Angaben Ledeburs für alle Fälle adoptieren kann. Die Beispiele 1 u. 2 stimmen mit dessen Angaben derart überein, daß sie als zutreffend bezeichnet werden müssen, weniger gilt das vom Beispiel 3.

Man kann, da die Generatortemperaturen beim ersten Beispiel auf 300° C, beim zweiten auf 279° C und beim dritten auf 282,4° C sich stellten, noch erkennen, daß es oft vorteilhafter ist, mit weniger Generatoren zu arbeiten oder noch besser, mit kleineren Generatoren.

Die Vergleichung der Analysen der Generatorgase zeigt,

daß die Gase im ersten Falle die besten waren, denn sie stellten sich laut vorstehender Tabelle wie folgt:

| | 1. Fall. | 2. Fall. | 3. Fall. |
|---|---|---|---|
| $CO_2$ . | 4,05 Vol.%, | 3,81 Vol.%, | 5,21 Vol.%, |
| $O_2$ . | 9,21 „ | 0,98 „ | 0,63 „ |
| CO . | 26,00 „ | 23,82 „ | 23,99 „ |
| $CH_4$ . | 0,35 „ | 0,42 „ | 0,25 „ |
| $H_2$ . | 12,53 „ | 8,75 „ | 10,04 „ |
| $N_2$ . . | 56,86 „ | 62,22 „ | 59,28 „ |

Die Luft enthielt an Feuchtigkeit pro Kubikmeter im ersten Falle 8,94 g, im zweiten 14,68 g und im dritten 1,03 g Wasser.

Der Stickstoff- und Sauerstoffgehalt der Generatorgase drückt aus, daß im zweiten Falle viel, im ersten Falle am wenigsten atmosphärische Luft unverbrannt in die Gasleitung strömte. Im ersten Falle wurde mehr CO als im zweiten konstatiert, was von der kleinstückigeren Beschickung herrührt. Kleinstückige Brennstoffe sind eben ihrer größeren Oberfläche wegen für die Erzeugung CO-reicherer Gase geeigneter. Die kleinstückige Beschickung wird aber, was die Größe ihrer Teile anbelangt, durch den zunehmenden Widerstand, welcher dem Luftstrom entgegengesetzt wird, beschränkt.

Zur Erklärung der erwähnten Erscheinungen seien noch die Luftmengen angeführt, welche zur Vergasung von 100 kg Kohle verbraucht wurden; es waren im ersten Falle 278,04 kg, im zweiten 315,13 kg und im dritten 335,02 kg trockene Luft.

Für die späteren Berechnungen sei angenommen, das pro Quadratmeter freie Rostfläche und Stunde vergast werden:

bei schwachem Zuge 40 kg Kohle,
„ gutem „ 60 „ „
„ starkem „ 75 „ „ und bei
„ Unterwind (mäßig) 90 „ „

Es bleibt noch zu erwähnen, daß die Generatoren gegen die Öfen so tief als nur möglich gelegt werden sollen, insbesondere dann, wenn sie mittels Essenzuges betrieben werden. Weiter soll es vermieden werden, Gas und

Luft in der Leitung abwärts zu führen, ausgenommen an solchen Stellen, wo das unvermeidlich ist, wie unmittelbar hinter dem Generator oder bei den Umsteuerungen. Unter solchen Umständen wird man imstande sein, mit dem geringsten Essenzug auszukommen. Man wird auf diese Weise in der Gasleitung an allen Stellen eine gewisse Pressung erreichen, was nur zu empfehlen ist.

Befinden sich mehrere Siemens-Martin-Öfen in einer Hütte, und werden sie von einer größeren Batterie Generatoren bedient, so läßt man alle Generatoren auf einen Hauptkanal arbeiten und gleicht solcher Art die Unregelmäßigkeiten der Ent- und Vergasung aus. Von diesem Hauptkanal werden dann alle Öfen nach Bedarf mit Gas versorgt.

---

Im Anschluß an das Vorstehende sei noch einer von Alb. Pütsch seinerzeit für den Verein zur Beförderung des Gewerbefleißes zusammengestellten Sammlung von in Deutschland patentierter Generatorkonstruktionen Erwähnung getan, die geeignet ist, im Verein mit den auf Tafel 3 gegebenen neuen Konstruktionen ein Bild der Fortschritte im Generatorbau in den letzten zehn Jahren zu geben.

Zunächst hat Kleemann einen Generator entworfen, in welchem Entgasung und Vergasung auf zwei übereinander angeordneten Rosten vor sich gehen. Die Gase, welche durch die Entgasung entstehen, nannte er „Kalt- oder Rauchgase“, jene, welche die Vergasung liefert, „Heiß- oder Klargase“. Die technische Terminologie erscheint dadurch um zwei treffende Bezeichnungen bereichert.

Charles William Siemens führt seinem Generator warme Luft zu, welche ihre Temperaturerhöhung in einem Falle der Abhitze des Ofens, im anderen der Wärme der Generatorgase selbst verdankt. Man hat dadurch die Wärme welche die Generatorgase abgeben, zurückgewonnen, außerdem aber einen heißeren Gang des Generators erzielt und demzufolge auch die Bildung von Gasen mit geringerem Teergehalt, also von größerer Permanenz, erreicht.

William Siemens vergrößert die Schütthöhe des Gene-

rators, Daelen macht dieselbe veränderlich, indem er einen verstellbaren Gasfänger in den Generator einfügt.

Eine unter Umständen recht nützliche Einrichtung stammt von Fabre du Faur. Auf einer schiefen Ebene, über welche ein Gewölbe gespannt ist (Neigung der Ebene und des Gewölbes entsprechen annähernd dem Schüttwinkel des Brennstoffes), rutscht das Brennmaterial gegen mehrere Öffnungen hinab, welche mit Schiebern schließbar sind. Eine ähnliche Konstruktion entwarfen Aug. Bachmeyer & Co. Auch hier findet die Berührung zwischen Brennstoff und atmosphärischer Luft nur an der Oberfläche der Schüttung statt. Der Brennstoff wird nur am Fußpunkte der Schüttung von der Luft durchzogen.

R. Fölsche verwendet bewegliche Roste, um die Dicke der Brennmaterialschüttung regulieren zu können. Ähnliches versuchen Alexander und Paul v. Krottnauer, während Eugen Pfeifer in Cöln a. Rhein einen Gebläsegenerator entwarf, bei welchem mit der Luft auch Wasserdampf eingeblasen wird; derselbe ist ein Schachtgenerator ohne Rost.

Adolf Knaudts Generator ist im unteren Teile des Schachtes zusammengezogen und erscheint an dieser Stelle das Mauerwerk durch einen gekühlten Blechkasten ersetzt. Dies hat den Zweck, zu verhüten, daß sich Schlacke ansetze; dieselbe bleibt nämlich an Blechwandungen haften, insbesondere wenn sie stark gekühlt sind.

William Intherland konstruierte eine Generatoranlage mit umkehrbarer Zugrichtung, aus zwei Generatoren und zwei Regeneratoren bestehend. Man leitet zuerst die Luft durch den Regenerator, dann durch beide Generatoren und endlich die heißen Gase durch den anderen Regenerator, welcher erwärmt wird. Ist der erste Regenerator zu stark abgekühlt, so steuert man um, und die Luft nimmt den umgekehrten Weg. Im ersten Generator steigt die Luft auf, im zweiten zieht sie durch die Brennstoffschicht von oben nach unten. Man kann auch Wasserdampf zutreten lassen. Die Generatoren stehen auf Rollen und lassen sich auswechseln. Die Anordnung soll ein teerfreies Gas liefern.

Levi de York läßt die Generatoren weg und kombiniert zwei Generatoren allein.

Alb. Pütsch bringt eine Konstruktion, bei welcher ein Generator mit zwei Regeneratoren und dazu passender Umsteuerung versehen ist. Er läßt die Vergasungsluft in einem Ringe um den Generator oben eintreten und entnimmt demselben die Gase unten in einem Ringe, der um den Generator angeordnet ist. Die Gase steigen in diesem Ringe auf und entweichen endlich durch ein seitlich angeordnetes Abzugsrohr.

Theodor Schlegel sucht dadurch ein teerfreies Gas zu erzielen, daß er zwei Generatoren verbindet und die Produkte des einen in den anderen treten läßt.

Hermann Hang will in seinem Generator möglichst stickstoffarme Gase erzeugen; dies soll erreicht werden in einem aus dünnen Wänden hergestellten Schachte, in dem man anfangs mit kalter, später mit erhitzter atmosphärischer Luft und endlich mit Wasserstoff vergast.

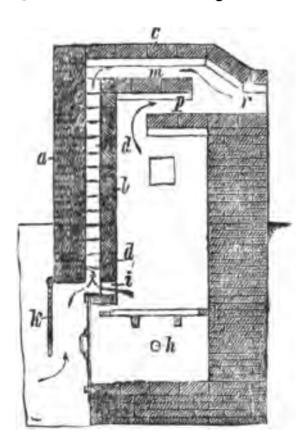


Fig. 4.

Eine Konstruktion von größerer Bedeutung ist die von Strong, an welche sich die Apparate zur Erzeugung von Wassergas anlehnten.

Im Anschluß an sie sei einer Arbeit Hjalmar Braunes (Jern-Kontorets Annaler, 1897, 4. Heft, S. 245) gedacht, die viele wertvolle Angaben enthält, hier aber wegen Raummangels nicht weiter ausgebeutet werden kann.

Moritz Herwig in Dillenburg will in seinem Generator die Abhitze des Ofens für die Dampferzeugung ausnutzen, gleichzeitig aber auch eine intensive Überhitzung der Sekundärluft erzielen. In Fig. 4 ist eine Ausführungsform für Puddelofenbetrieb mit Ausnutzung der vollen Abhitze zur Dampferzeugung dargestellt.

Der Ofen besteht aus einem Schachtgenerator mit Planrost. Durch die Düse *h* wird unter den Rost Wind ein-

geblasen, welcher eine lebhafte Verbrennung auf dem Roste erzeugen soll. Ein Teil der entwickelten Gase wird durch Öffnungen *i* in den Raum zwischen den Mauern *a* und *b* geleitet, wo er mit der bei *k* eintretenden Luft verbrennt und die Steine *d*, die sich in diesem Zwischenraume zur Verbindung und Absteifung der Wände *a* und *b* angeordnet finden, hoch erhitzt. Die Sekundärluft, welche bei *p* austretend mit dem durch den Kanal *m* zuströmenden Gase im Schlitze *r* verbrennen soll, wird auf solche Weise hoch erhitzt. Eine Abkühlung des Generators ist nicht zu fürchten.

Die Verbrennungsprodukte treten nach Passieren des Herdes unter den angeschlossenen Kessel.

Der Konstrukteur behauptet, daß er bei seinem Ofen hohe Flammentemperaturen erzielen könne, daß die ganze Abhitze zur Dampferzeugung und auch die strahlende Wärme ausgenutzt werde.

Zu bemerken wäre, daß vor den Schlitzen *i* eine Regulierung nicht vorhanden ist, was erforderlich wäre, wenn ein regelmäßiger Betrieb durchgeführt werden soll.

Allerdings wird so eine hohe Flammentemperatur erzielt werden können; doch werden sehr viel Verbrennungsprodukte aufzuwenden sein, und deshalb müßte die Temperatur niedriger bleiben als jene, welche bei Regenerativöfen erreicht werden kann.

Es muß weiter erwähnt werden, daß die Schlitze *i* absichtlich nahe an den Rost gelegt sind, von der richtigen Annahme ausgehend, daß auf diese Art Flammen zur Winderwärmung gebildet werden, welche eine intensive Hitze entwickeln.

Die Dampferzeugung wird eine ganz bedeutende sein können, weil der Ofen viel hoch erhitzte Verbrennungsprodukte liefert. Ebenso dürfte die Erwärmung des Windes ökonomischer sein wie bei Rekuperatoren und Regeneratoren. Günstig dagegen wird es nicht sein, jedoch auch kaum die Verbrennung benachteiligend, daß der Wind bereits mit Verbrennungsprodukten vermengt auf den Herd tritt. Wie im ersten Kapitel berechnet wurde, ist der höchste pyrometrische Effekt zu erzielen, wenn der Brennstoff in reinem Sauerstoffe verbrennt; je mehr

der Sauerstoff verunreinigt ist, um so mehr geht dieser Effekt zurück. Wenn bei dieser Ausführung die nötige Flammentemperatur erzielt werden kann, so ist bei guter Ausnutzung der Überhitze ein Wärmeverlust nicht zu besorgen.

Das, was der Konstrukteur betreffs der Ausnutzung der strahlenden Wärme sagt, läßt sich blindlings nicht unterschreiben. Nach allen Erfahrungsregeln soll die Luft womöglich stets etwas höher temperiert sein als das Gas, um eine leichte Entzündung des gasförmigen Brennstoffes zustande zu bringen. Will man das bei dem Herwigschen Ofen erreichen, so muß der Winderwärmungsraum, der den Generator umgibt, entsprechend höher erhitzt werden; dann aber ist an strahlender Wärme pro Flächeneinheit nichts zu gewinnen. Ist der Ofen längere Zeit in Betrieb, so wird wahrscheinlich ein Ausgleich der Temperaturen eintreten, Gas und Luft werden ziemlich gleich hoch erhitzt zur Verbrennung gelangen. Berücksichtigt man, daß der Generator in der Winderwärmungskammer steckt, und daß letztere infolge der direkten Winderhitzung (zum Unterschiede von der indirekten Winderhitzung durch Rekuperation oder Regeneration) außergewöhnlich klein ausgeführt werden kann, so läßt sich tatsächlich nachweisen, daß die strahlende Fläche so klein als überhaupt nur erreichbar ausfällt und der Strahlungsverlust verhältnismäßig klein sein wird.

Möglicherweise dürfte das vorstehende System, insbesondere bei kleineren Öfen, als Mittelding zwischen einem gewöhnlichen Flammofen und einem Gasflammofen mit Rekuperator oder Regeneratoren Anwendung finden; bei großen Öfen, wo sehr hohe Temperaturen erzeugt werden sollen, wird es wohl kaum die bisherigen Konstruktionen verdrängen können.

Im Anschluß daran sei noch auf einige ganz neue Generatortypen hingewiesen, deren jede in ihrer Art einen Versuch darstellt, einen oder den anderen der oben besagten Übelstände zu beseitigen. An Hand der Zeichnungen auf Tafel 3 ersieht man sofort, welche Vorteile jede dieser besonderen Konstruktionen bietet, so daß eine besondere Klarlegung derselben sich im Interesse der Kürze des Werkes erübrigt. Streng aber

ist darauf gesehen, daß nur solche Konstruktionen Erwähnung fanden, die sich wirklich als Fortschritt darstellen.

So zeigt Fig. 1 auf Tafel III einen von Paul Schmidt und Desgraz in Hannover konstruierten Generator mit annähernd ovalem Schachte, der hauptsächlich wegen des bei ihm angewandten Rostes Beachtung verdient. Der Rost liegt nämlich nicht, wie üblich, wagrecht, sondern soll nach der deutschen Patentschrift 168806 schräg oder senkrecht angeordnet werden. Die Roststäbe *g* lassen sich während des Betriebes auswechseln und werden von ∏-förmig gestalteten Balken *f* getragen, die bei Koksfeuerung direkt in der Wasserfüllung des Aschenfalles sich befinden. Die oberen Enden der Roststäbe sind mittels Bolzen an den oberen Rostbalken befestigt. Diese werden ev. gleich durch die Windkasten *k* gebildet, an die sich die Strahlgebläse *e* anschließen. Der Fülltrichter *a* ist so konstruiert, daß beim Chargieren Gase ins Freie nicht entweichen können.

Beim Chargieren hebt man zunächst den oberen Deckel ab und schütte dann den Brennstoff in den Trichter *a*. Hierauf legt man den Deckel wieder auf und entleert nun erst die Masse in den Generator, indem man durch Anheben des gewichtsbelasteten Hebels den Kegelboden *b* senkt. Die Form des Kegels ist so gewählt, daß die Charge nicht, wie bei den alten Generatoren, in die Mitte, sondern mehr nach den Seitenwänden des Generators zu geleitet wird. Dadurch ist dem „Durchbrennen“, das ja bekanntlich am schnellsten an etwaigen Ecken resp. an den Generatorwänden erfolgt, wirksam vorgebeugt. Ein Kanal *c* leitet die Gase nach der Verbrauchsstelle; er ist, da er frei liegt, mit Eisenblech umkleidet. Starke Verankerungen verhindern das Auseinandergehen des Generatorgemäuers, ebenso wie Stoßlöcher die Beseitigung der festgebackenen Schlacken aus den Ecken gestatten.

Von derselben Firma stammt auch der in Fig. 9 und 10, Tafel III, im Aufriß und Horizontalschnitt dargestellte Gaserzeuger mit Absaugung der in die Verbrennungszone zurückgeleiteten Schwelgase an mehreren Stellen des oberen Teiles vom Schachte. Letzterer

ist in seinem oberen Teile doppelwandig ausgeführt, derart, daß eine kleinere Kammer *l* und eine größere ⅂-förmige entstehen. Letztere steht durch den Schlitz *n* mit der unteren Partie des Brennstoffes in Verbindung, während *l* durch eine Anzahl Schlitze *m* mit dem oberen Teile und durch ein Einleitungsrohr mit dem mittleren Teile des Schachtes kommuniziert. Der Rost ist nach dem vorerwähnten Prinzip schräg, also auswechselbar angelegt; seine Stäbe *g* ruhen unten auf dem festen Balken *f*, und oben sind sie mit Haken auf eine Stange gereiht. Die Tür *h* verschließt den Aschenfall hermetisch.

Die Schwelgase werden durch den Strahlapparat *e* im Rohre $e_1$ aus der Kammer *l* abgesaugt und in Höhe des Rostes *g*, gemischt mit Luft und Wasserdampf, wieder in den Feuerraum gedrückt; angereichert durch frische Gase, erhitzt, und zugleich gereinigt, entweichen sie durch den Schlitz *m* in die große Kammer, und aus dieser ziehen sie nach der Verbrauchsstelle. (D.R.P. 168858.)

Um auch Generatorgas aus flüssigen und solchen Brennstoffen erzeugen zu können, die sich unter dem Einfluß der Hitze verflüssigen (gewissen Steinkohlen), konstruierte Hermann Spindler in Schöneberg den Generator D.R.P. 168873, welchen Fig. 5, Tafel III, im Vertikalschnitt wiedergibt.

Das Arbeitsverfahren ist etwa das folgende: Der flüssige oder auch der während des Vergasungsprozesses sich verflüssigende Brennstoff wird von feuerfestem Material, das durch den Ofen wandert, getragen. Die Vergasung erfolgt im oberen Teile des Schachtes, und können die Gase bei *c* abgesaugt und mittels eines bei *e* angeordneten Gebläses bei *d* wieder in den Ofen geblasen, d. h. in die Brennstoffsäule nochmals eingeleitet werden. Luft kann dabei zugegeben werden. Beim Durchlaufen der heißesten Zone des Generators werden diese Gase mit den bei der Entgasung zurückgebliebenen Teilen des Brennstoffes zu Generatorgas umgebildet.

Den flüssigen Brennstoff gibt man bei *b*, die feuerfeste Tragmasse bei *a* auf. Bei *f* verlassen die Generatorgase den

Gaserzeuger, während man die feuerfeste Tragmasse am Boden des rostlosen Generators abzieht.

Einen Generator für bituminöse Brennstoffe, der hauptsächlich wegen seiner eigenartigen Rostanlage Interesse verdient, baut die Westinghouse Company. Nach Fig. 11 u. 12, Tafel III, befindet sich im Zentrum des Schachtes ein Rohr $l$, auf dem der Rost $i$ befestigt und eine auf Kugeln laufende Scheibe $h$ drehbar gelagert ist. Die an der letzteren angebrachten Arme $k$, die auch durch einen einzigen ersetzt werden können, dienen zur Entfernung der auf dem Roste sich ansammelnden Schlacke. Zu diesem Zwecke ist eine Handkurbel vorgesehen, mit welcher man ein Getriebe $g_1$ periodisch in Drehung versetzt. Die Bewegung des Getriebes $g_1$ überträgt sich auf ein konisches Rad, dessen Zähne mit dem Zahnkranze an der Scheibe $h$ im Eingriffe stehen. Da die Flügel $k$ auf der verlängerten Nabe der Scheibe $h$ sitzen, so müssen sie an deren Drehung teilnehmen.

Die Stäbe des Rostes $i$ ragen soweit über den Schacht hinaus, daß dessen Inhalt nicht in den Aschenfall rutschen kann, es sei denn, die Flügel $k$ schieben ihn dahin. Durch genaue Einhaltung der Abschlackzeiten läßt sich ein regelmäßiger Niedergang des Brennstoffes bei geringem Verlust und gleichzeitig eine Verminderung der Schlackenbildung erreichen.

Das Rohr $l$ trägt oben eine Ventilationsklappe und kann zur Zuführung von oben abgesaugten, kalten Schwelgasen in die heiße Zone oder von Luft benutzt werden. Der Aschenfall ist bei künstlichem Zug hermetisch verschlossen, im anderen Falle offen. Die Kopfpartie des Generators zeigt keine Eigentümlichkeiten.

Beim neuen Gaserzeuger der Amsler Engineering Company in Pittsburg, Fig. 2, Taf. III, werden die mit dem Abschlacken verbundenen Leistungsschwankungen dadurch vermieden, daß man Asche und Schlacke kontinuierlich durch ein Wasserbad abführt, einen Rost also nicht anwendet. Ein Strahlgebläse $c$ drückt die Luft durch ein Rohr in eine Haube $fgg_1$, aus der sie durch Schlitze in die mit Asche gefüllte untere Partie des Generators austritt.

So ist die Sicherheit gegeben, daß unverbranntes Material nicht in das Wasserschiff gelangt; die Asche an sich wird stark abgekühlt, und der Wind tritt hoch angewärmt in den Generator, wodurch sich die Verluste an Wärme herabmindern.

In das Gewölbe des Generators sind mehrere Stoßlöcher eingeschnitten, ebenso auch in die Partie *d* des Generators in Höhe der Haube $g_1$. Der Generatorverschluß *a* ist mit doppelten Deckeln versehen, von denen der untere *b* Kegelform hat und durch Gewicht geschlossen gehalten wird. Der obere Deckel kann nach der Seite gedreht werden, ist also nicht, wie üblich, abhebbar. Der für die Asche bestimmte Ring enthält mehrere Öffnungen mit Bügelverschlüssen.

Das Wasserbad stellt sich als Trog dar, der in Grobbeton ausgeführt und mit Feinbeton ausgekleidet ist. Vier starke Granitklötze tragen nach „Iron Age" die vier Säulen, auf denen der Generator selbst abgestützt ist.

### 2. Die Gasleitungen vom Generator zu den Umsteuerungen.

Die Gasleitung soll trocken sein und darf niemals Gefahr laufen, vom Wasser überschwemmt zu werden.

Hat man einen genügend starken Schornstein, so ist es vielleicht zu empfehlen, die Gasleitung zu den Steuerungen oberirdisch anzulegen. Man läßt dann gleich beim Generator die Gase in einem senkrechten Rohre so hoch aufsteigen, daß bis zum Abfallrohr zur Steuerung eine Steigung zum Generator gegeben werden kann, um die flüssigen Kondensationsprodukte in einen Teersack beim Generator abfließen zu lassen. Eine solche Anordnung der Leitung hat den Vorteil, daß die flüssigen Kondensationsprodukte nicht in die Steuerungen gelangen. Man verhütet dadurch das Übertreten des Teeres in die Umsteuerung. Allerdings ist hierzu ein stärkerer Zug nötig, weil man die Gase aufsteigen lassen und wieder niederziehen muß.

Weitere Vorteile dieser Anordnung sind, daß in die Gasleitung kein Wasser eintreten kann, die Leitung innen infolgedessen immer trocken bleibt und auf solche Weise kein Wasserdampf in derselben erzeugt werden kann, was bei unterirdischen Leitungen manchmal der Fall ist.

Als Nachteil könnte die raschere Abkühlung, welche um so bedeutender sein wird, je länger die Leitung ist, angeführt werden.

Um bei unterirdischen Leitungen den Gaszuleitungskanal und die Kanäle, welche von der Umsteuerung zu den Regeneratoren führen, von Wasser frei zu halten, legt man den Rauchkanal gern tiefer. Gleichzeitig wird so ein Wasserabzug für das Terrain, auf welchem der Ofen steht, hergestellt. Aus diesem Grunde würde es gut sein, die Breite des Essenkanales möglichst groß zu wählen, was an sich jedoch nicht zu empfehlen ist.

In den Leitungen soll man auf je 15 m Länge ein Mannloch anordnen, welches mit einem gußeisernen Deckel verschlossen ist; dieser Deckel liegt ohne Befestigung auf, da er zugleich Explosionsklappe sein soll. In jeder Platte soll ein Loch angebracht sein, welches mit einem Pfropfen verschlossen wird und es ermöglicht, Gase abzusaugen, eventuell auch Messung an der Pressung der Gase vorzunehmen.

Der Kanal, welcher vom Generator zur Umsteuerung führt, soll in seinem Querschnitt (unmittelbar am Generator) möglichst groß gewählt werden, darf sich aber nach der Umsteuerung hin verjüngen. Man kann auch zunächst den gleichen Querschnitt festhalten, hierauf ein kurzes Übergangsstück einschalten und mit einem kleineren Querschnitt ein weiteres Stück vorwärtsschreiten. Der große Querschnitt am Generator ist nötig, um die Geschwindigkeit der Gase möglichst herabzusetzen, damit der Staub Gelegenheit findet, sich niederzuschlagen.

---

Zum Verständnis der Bewegung der Gase in den Kanälen ist es erforderlich, zunächst die Bewegung gasförmiger Medien in Leitungen im allgemeinen kurz zu behandeln. Bei dieser Gelegenheit wäre auch der Zugwirkung der Schornsteine zu gedenken, und soll deshalb an dieser Stelle der Dimensionierung der Essen gedacht werden.

Es dürfte nicht unzweckmäßig sein, hier eine Arbeit zu erwähnen, welche über die Geschwindigkeiten von

Gasen beim Entweichen aus geschlossenen Räumen unter Druck Mitteilung macht, und welche A. Hager (Budapest) im „Praktischen Maschinen-Konstrukteur“, 1894, Nr. 5 veröffentlichte.

Bedeutet Q das Gasquantum pro Sekunde,
v die Geschwindigkeit pro Sekunde in m,
F den Querschnitt des geschlossenen Raumes in qm, so ist theoretisch $Q = v \cdot F$.

Von diesen Faktoren ist gewöhnlich nur F, der Querschnitt des geschlossenen Raumes, bekannt. Zur Feststellung von Q benötigt man die Geschwindigkeit v, mit welcher das Gas entweicht. Will man eine höhere Geschwindigkeit als durch natürlichen Zug erlangen, so muß man einen Druck künstlich erzeugen, und wird die Stärke dieses Druckes durch eine Wassersäule erkennbar gemacht.

Die Geschwindigkeiten, welche durch Essenzug zu erreichen sind, sind ganz bedeutend, nur darf der Querschnitt an jener Stelle, wo scharfer Zug verlangt wird, nicht allzu groß sein. Nach Gruner kann beispielsweise eine Esse von 100 m Höhe bei 300° Gastemperatur 32 m Zuggeschwindigkeit pro Sekunde (65 mm Wassersäule) haben. Erhält der Querschnitt an der Stelle, wo eine besonders große Geschwindigkeit verlangt wird, nur die halbe Fläche des Essenquerschnittes, so müßte dort die Geschwindigkeit bereits 64 m erreichen. Tatsächlich steigt die Geschwindigkeitszunahme nicht genau in diesem Verhältnisse, weil die Reibung mit der Querschnittsverengung und damit auch mit der Vergrößerung der Geschwindigkeit zunimmt, ja es dürfte der Moment eintreten, wo durch Querschnittsveränderung eine so bedeutende Reibung erzeugt werden wird, daß die Reibungswiderstände den Essenzug aufheben. Ein solcher Fall kann eintreten, wenn Krümmungen in den Leitungen und plötzliche Querschnittsveränderungen (z. B. ein nahezu geschlossener Essenschieber) hinderlich auf den Essenzug wirken.

Die Höhe der Wassersäule läßt sich leider nicht direkt zur Berechnung der Geschwindigkeit bzw. der Wirkung des künstlichen Druckes benutzen. Erst durch Vergleich der

Wirkungen desselben Druckes auf die drei Medien Wasser, Luft, Gas, deren spezifische bzw. absolute Gewichte differieren, ist ein Resultat zu erhalten. Es müssen in solchen Fällen die Verhältniszahlen von Gas zu Luft und Wasser in Betracht gezogen werden.

Nachstehend soll der Verhältniskoeffizient für eine Gasart vom spezifischen Mittelwerte = 0,448 entwickelt werden.

Wasser verhält sich zu Wasser wie: 1 : 1 = 10 m Wassersäule
Luft „ „ „ „ „ 1000 : 1
Gas „ „ „ Luft „ 10 : 1
„ „ „ „ Wasser „ 10 000 : 1

Die speziellen Verhältnisse für eine Gasart vom spezifischen Gewicht 0,448 (das Gewicht der Luft als Einheit angenommen) ergeben sich, wenn man berücksichtigt, daß das spezifische Gewicht der Luft von 0° = 0,01293 und das absolute Gewicht der Luft = 1,293 kg pro cbm ist, wie folgt:

Das absolute Gewicht eines Gases von 0,448 spezifischem Gewicht ist gleich 0,579 kg pro cbm und das

Verhältnis zur Einheit Wasser = 1 : 0,000579,

$$\text{oder wie } \frac{1}{1727}.$$

Der Einheit Wasser entsprechen, wie oben gezeigt wurde, 10 m Wassersäulenhöhe. Ebenso ist Gas theoretisch um 10 000 Teile leichter als Wasser, also müssen theoretisch 100 000 m Gassäule der Wassereinheit gleich kommen und kann daher anstatt $\frac{1}{1727}$ gesetzt werden $\frac{1727}{100\,000} = 0{,}01727$. Diese Zahl kann man als den Verhältniskoeffizienten für den ausgeübten Druck einer Einheit auf eine Gasart vom absoluten Gewichte = 0,579 und einem spezifischen Gewichte = 0,448 bezeichnen.

Ist diese Einheit = 1 mm Wassersäule, so ist die Wirkung dieser Einheit auf eine Gasart von 0,448 spezifischem Gewichte ebenso stark, als ob $0{,}01727 \times 10\,000 = 172{,}7$ mm Wassersäule auf Wasser drücken würden.

Ist die Wassersäule 20 mm hoch, so ist der Druck auf das entsprechende Gas ebenso stark als die Wirkung einer Gassäule von 3,454 m Höhe auf Wasser, denn 0,01727 ist der

Verhältniskoeffizient für 1 mm, folglich 0,01727 × 20 = 0,3454 derselbe für 20 mm und wie oben 0,3454 × 10 000 = 3,454 m.

Wird der Verhältniskoeffizient mit der Wassersäulenhöhe (beide in Millimeter ausgedrückt) multipliziert, so ergibt sich der *Modifikationskoeffizient*.

Selbstverständlich hat jede Gasart entsprechend ihrem spezifischen Gewichte einen besonderen Verhältniskoeffizienten. Einige solcher Verhältniskoeffizienten sind in der Tabelle unten angegeben. Da aber, wie aus dem eben Gesagten ersichtlich, die Wirkung des Druckes durch den Modifikationskoeffizienten gefunden wird, so dient zur ferneren Entwicklung der Formel für die Geschwindigkeit folgender Lehrsatz:

*Jede Geschwindigkeit, welche darauf basiert, daß der Druck gleich ist dem Gewicht der drückenden Masse, multipliziert mit der Höhe, ist auch gleich der Geschwindigkeit eines frei fallenden Körpers von der Höhe H.* Dieser Satz wird auch bei Berechnung der Abmessungen der Schornsteine Anwendung finden.

**Tabelle der Verhältniskoeffizienten für Gase von verschiedenen spezifischen Gewichten.**

| Spez. Gew. | Verhältn.-koeffizient | Spez. Gew. | Verhältn.-koeffizient | Spez. Gew. | Verhältn.-koeffizient | Spez. Gew. | Verhältn.-koeffizient |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0,069 | 0,08924 | 0,50 | 0,01564 | 0,68 | 0,01137 | 0,86 | 0,00900 |
| 0,1 | 0,07734 | 0,51 | 0,01516 | 0,69 | 0,01121 | 0,87 | 0,00888 |
| 0,15 | 0,05156 | 0,52 | 0,01486 | 0,70 | 0,01104 | 0,88 | 0,00887 |
| 0,2 | 0,03867 | 0,53 | 0,01459 | 0,71 | 0,01089 | 0,89 | 0,00870 |
| 0,25 | 0,03093 | 0,54 | 0,01433 | 0,72 | 0,01072 | 0,90 | 0,00860 |
| 0,3 | 0,02578 | 0,55 | 0,01406 | 0,73 | 0,01049 | 0,91 | 0,00850 |
| 0,35 | 0,02209 | 0,56 | 0,01381 | 0,74 | 0,01045 | 0,92 | 0,00840 |
| 0,39 | 0,01982 | 0,57 | 0,01356 | 0,75 | 0,01031 | 0,93 | 0,00833 |
| 0,40 | 0,01933 | 0,58 | 0,01334 | 0,76 | 0,01018 | 0,94 | 0,00823 |
| 0,41 | 0,01886 | 0,59 | 0,01311 | 0,77 | 0,01003 | 0,95 | 0,00814 |
| 0,42 | 0,01842 | 0,60 | 0,01289 | 0,78 | 0,00991 | 0,96 | 0,00800 |
| 0,43 | 0,01788 | 0,61 | 0,01267 | 0,79 | 0,00979 | 0,97 | 0,00790 |
| 0,44 | 0,01757 | 0,62 | 0,01247 | 0,80 | 0,00967 | 0,98 | 0,00789 |
| 0,45 | 0,01720 | 0,63 | 0,01227 | 0,81 | 0,00955 | 0,99 | 0,00782 |
| 0,46 | 0,01681 | 0,64 | 0,01203 | 0,82 | 0,00943 | 1,00 | 0,00773 |
| 0,47 | 0,01646 | 0,65 | 0,01190 | 0,83 | 0,00931 | | |
| 0,48 | 0,01611 | 0,66 | 0,01172 | 0,84 | 0,00920 | | |
| 0,49 | 0,01578 | 0,67 | 0,01157 | 0,85 | 0,00910 | | |

Daher $H = \frac{v^2}{2g}$ oder $v = \sqrt{2g \cdot H}$, wobei g die Beschleunigung der Schwere in der ersten Sekunde = 9,8088 m und H den Modifikationskoeffizienten bedeutet. Die allgemeine Formel $Q = v \cdot F$ lautet demnach auch $Q = F \cdot \sqrt{2g \cdot H}$ und für Rohre kreisrunden Querschnittes

$$Q = \frac{D^2 \pi}{4} \cdot \sqrt{2g \cdot H} \text{ oder} = D^2 \cdot 0{,}7854 \; v.$$

$$D = \sqrt{1{,}2734 \frac{Q}{v}} \text{ und } v = 1{,}2734 \frac{Q}{D^2}.$$

---

Es seien zwei Beispiele angeschlossen.

1. Der freie Auftrieb von Wasserstoffgas, dessen spezifisches Gewicht = 0,069, ist nach obiger Tabelle:

$$v = \sqrt{19{,}6 \times 0{,}08924} = 1{,}33 \text{ m pro Sekunde.}$$

Wird auf dieses Gas ein Druck von 5 mm ausgeübt, so entwickelt sich dadurch folgende Geschwindigkeit:

$$v = \sqrt{19{,}6 \times 0{,}08924} \times 5 = 2{,}957 \text{ m pro Sekunde.}$$

2. Leuchtgas besitzt ein spezifisches Gewicht = 0,45. Der freie Auftrieb ist:

$$v = \sqrt{19{,}6 \times 0{,}0172} = 0{,}581 \text{ m pro Sekunde.}$$

Um die Geschwindigkeit von 2,957 m pro Sekunde zu erreichen, müßte demnach ein Druck von 25,962 mm ausgeübt werden.

## Die Bewegung gasförmiger Medien in Leitungen.

### Die Abmessungen der Schornsteine.

Bei der Bewegung gasförmiger Medien in Leitungen tritt zwischen den Gasmolekeln und den Wanduugen der Leitungen eine Reibung auf, welche um so größer sein wird, je stärker gepreßt die Gase sind, d. h. je dichter das bewegte Medium ist.

In den Leitungen, welche in Schornsteine münden, hat man es meist mit Depression zu tun.

Unter Depression versteht man den Spannungsunterschied zwischen der durch den Essenzug bzw. die Erwärmung ver-

dünnten eingeschlossenen Gassäule und der äußeren Atmosphäre. Die Depression veranlaßt das Eintreten der Luft unter dem Rost des Generators, sofern derselbe nicht mit Unterwind betrieben wird und das Eintreten der Sekundärluft in die Umsteuerungen bezw. in den Rekuperator oder sonstigen Vorwärmapparat. Bei den Regenerativöfen mit ihrer oft sehr komplizierten Kanalordnung wird das Studium der Bewegung der Gase in den Leitungen durch verschiedene Umstände erschwert und soll versucht werden, auf die verschiedenen Vorgänge bei der Gas- und Luftbewegung hinzuweisen.

Es ist vor allem zu unterscheiden, ob man es mit den verhältnismäßig glatten Wänden einer Rohrleitung oder mit den weichen, fugenreichen, häufig verbrannten und abgeschmolzenen Wandungen eines gemauerten Kanales zu tun hat. Eine reine Rohrleitung aus Metall usw. wird der Weiterbeförderung des Gasstromes die geringsten Widerstände entgegensetzen. In einem ausgebrannten, heißen, verschlackten Kanal hingegen, dessen Wände infolge der Hitze weich sind und mitunter sogar abtropfen, werden die Widerstände ganz bedeutend sein.

Wo man es mit einem solchen Kanal zu tun hat, soll man kleine Querschnitte möglichst vermeiden, dahingegen kann man bei Rohrleitungen (Umsteuerungen) kleinere Dimensionen wählen.

Bei allen Öfen wird während der Weiterleitung der Gase eine Änderung der Temperatur stattfinden. Die Wärmeaufnahme wird eine regere Molekularbewegung zur Folge haben, die Dichte der Gase wird herabgesetzt werden. Wenn auch die regere Molekularbewegung die Reibung an den Wandungen erhöht, so wird die geringere Dichte des Mediums diesen Übelstand wieder ausgleichen. Da bei Erhöhung der Temperatur die Expansionstendenz des Gases vermehrt wird, kann man die Geschwindigkeit dementsprechend vergrößern, so zwar, daß man im heißesten Teile des Ofens, wo eine geringe Geschwindigkeit behufs Wärmeabgabe oder Wärmeaufnahme nicht vorgeschrieben ist (beispielsweise im Brenner) große Geschwindigkeiten (bis 15 m pro Sekunde) anwendet. Bei Erhöhung der Temperatur des Gases ist man aus sich selbst heraus gezwungen, die Geschwindigkeit zu steigern, um einerseits bei

gleichem Querschnitte dasselbe Volumen fördern zu können, andererseits den Querschnitt nicht allzugroß zu erhalten.

Die Reibungswiderstände vermindern durch ihre Zunahme die Geschwindigkeit [1]). Sie stehen zu der Geschwindigkeit und der Länge der Leitung im direkten, zu dem Umfange, weil dadurch auch die Querschnittsfläche zunimmt, im indirekten Verhältnisse. Je größer der Umfang, desto größer ist die Reibung. Da aber der Querschnitt gleichseitig wächst und das Verhältnis $\frac{\text{Umfang}}{\text{Querschnitt}}$ bei Zunahme der beiden Größen ziemlich rasch kleiner wird, so nimmt die Reibung durch Zunahme des Umfanges ab. Immerhin muß man aber darauf bedacht sein, daß der Umfang im Verhältnisse zum Querschnitte möglichst klein sei. Das beste Verhältnis liefert der kreisförmige Umfang, und wird dieses Verhältnis um so schlechter, je mehr das Rechteck vom Quadrate abweicht. Die folgende Tabelle enthält die Beziehungen zwischen Fläche und Umfang zusammengestellt. In derselben sind nur die üblicheren Querschnittsformen berücksichtigt.

---

[1]) Die wirkliche Geschwindigkeit in diesen Kanälen ist demnach bedeutend geringer, als sie eine ohne Rücksicht auf die Reibungswiderstände abgeleitete Formel angeben würde, und muß man nach Peclets Versuchen den für Schornsteine erhaltenen Wert mit einem Faktor multiplizieren, welcher

für Essen aus Ziegelsteinen $= 2{,}00 \sqrt{\frac{L+4D}{D}}$, für solche aus Eisenblech $= 3{,}16 \sqrt{\frac{L+4D}{D}}$ und für die aus Gußeisen $= 4{,}47 \sqrt{\frac{L+4D}{D}}$ ist, um annähernd die richtige Geschwindigkeit zu erhalten, welche in der Esse vorherrscht.

In Leitungen wird das Verhältnis bei den verschiedenen Baumaterialien ähnlich sein und wird man deshalb den Zahlen 2,00 : 3,16 : 4,47 entsprechend die Geschwindigkeiten ändern dürfen, u. z. kann man beispielsweise, wenn die Geschwindigkeit in einem aus Ziegeln gemauerten Kanal 2,0 m beträgt, in der anschließenden Leitung aus Eisenblech 3,16 m nehmen, in Gußrohren sogar bis 4,47 m steigen, d. h. mit dem Querschnitte der Leitung zurückgehen. Dies ist um so leichter möglich, als in den Eisenleitungen, zumal wenn sie schlecht umkleidet sind, immer eine schnelle Abnahme der Temperatur und damit Verminderung des Volumens eintreten wird.

**Tabelle der Flächen und Umfänge und des Verhältnisses beider für verschiedene Querschnitte von Gaskanälen und Essen, zur Berechnung von Gaskanälen und Essendimensionen.**

| Fläche = $q$ | Umfang = $u$ | | | | Verhältnis $u:q$ | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Kreis | Quadrat | Rechteck | | Kreis | Quadrat | Rechteck | |
| | | | 1,0—0,8 | 1,0—0,6 | | | 1,0-0,8 | 1,0-0,6 |
| 0,15 | D<br>= 0,438<br>1,376 | 4×390<br>1,560 | 435+345<br>a b<br>1,560 | 500+300<br>a b<br>1,600 | 9,12 | 10,4 | 10,4 | 10,7 |
| 0,20 | 0,505<br>1,586 | 4×450<br>1,800 | 500+400<br>1,800 | 512+350<br>1,844 | 7,92 | 9,0 | 9,0 | 9,2 |
| 0,25 | 0,565<br>1,775 | 4×500<br>2,000 | 560+447<br>2,014 | 645+387<br>2,064 | 7,20 | 8,0 | 8,0 | 8,2 |
| 0,30 | 0,618<br>1,910 | 4×547<br>2,188 | 615+490<br>2,204 | 710+425<br>2,270 | 6,35 | 7,3 | 7,3 | 7,5 |
| 0,35 | 0,668<br>2,097 | 4×590<br>2,360 | 660+528<br>2,376 | 764+458<br>2,444 | 6,00 | 6,7 | 6,8 | 6,9 |
| 0,40 | 0,714<br>2,243 | 4×630<br>2,520 | 706+565<br>2,542 | 817+490<br>2,614 | 5,62 | 6,3 | 6,3 | 6,5 |
| 0,45 | 0,757<br>2,378 | 4×670<br>2,680 | 750+600<br>2,700 | 865+520<br>2,780 | 5,28 | 6,0 | 6,0 | 6,2 |
| 0,50 | 0,798<br>2,507 | 4×710<br>2,840 | 790+632<br>2,844 | 915+546<br>2,922 | 5,00 | 5,6 | 5,67 | 5,8 |
| 0,60 | 0,874<br>2,746 | 4×780<br>3,120 | 865+692<br>3,114 | 1000+600<br>3,200 | 4,57 | 5,2 | 5,2 | 5,3 |
| 0,70 | 0,944<br>2,966 | 4×840<br>3,360 | 935+748<br>3,366 | 1080+648<br>3,456 | 4,24 | 4,5 | 4,8 | 4,9 |
| 0,80 | 1,010<br>3,173 | 4×894<br>3,576 | 1000+800<br>3,600 | 1155+695<br>3,700 | 3,97 | 4,4 | 4,5 | 4,6 |
| 0,90 | 1,070<br>3,362 | 4×950<br>3,800 | 1060+848<br>3,816 | 1225+735<br>3,920 | 3,73 | 4,2 | 4,2 | 4,3 |
| 1,00 | 1,130<br>3,550 | 4×1000<br>4,000 | 1120+895<br>4,030 | 1290+775<br>4,130 | 3,55 | 4,0 | 4,0 | 4,1 |
| 1,10 | 1,180<br>3,707 | 4×1050<br>4,200 | 1172+938<br>4,220 | 1354+812<br>4,332 | 3,37 | 3,8 | 3,8 | 3,93 |
| 1,20 | 1,240<br>3,896 | 4×1096<br>4,384 | 1225+980<br>4,410 | 1415+848<br>4,526 | 3,24 | 3,67 | 3,66 | 3,78 |
| 1,30 | 1,290<br>4,053 | 4×1140<br>4,560 | 1275+1020<br>4,590 | 1475+880<br>4,710 | 3,12 | 3,5 | 3,53 | 3,62 |
| 1,40 | 1,335<br>4,194 | 4×1186<br>4,744 | 1325+1060<br>4,770 | 1530+915<br>4,890 | 3,00 | 3,38 | 3,42 | 3,50 |
| 1,50 | 1,385<br>4,347 | 4×1225<br>4,900 | 1370+1095<br>4,930 | 1580+948<br>5,056 | 2,90 | 3,27 | 3,28 | 3,36 |
| 1,60 | 1,430<br>4,492 | 4×1270<br>5,080 | 1415+1125<br>5,080 | 1633+980<br>5,226 | 2,81 | 3,18 | 3,17 | 3,26 |
| 1,70 | 1,470<br>4,618 | 4×1300<br>5,200 | 1460+1165<br>5,250 | 1700+1000<br>5,400 | 2,72 | 3,05 | 3,08 | 3,17 |

| Fläche = $q$ | Umfang = $u$ | | | | Verhältnis $u : q$ | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Kreis | Quadrat | Rechteck 1,0—0,8 | Rechteck 1,0—0,6 | Kreis | Quadrat | Rechteck 1,0-0,8 | Rechteck 1,0-0,6 |
| 1,80 | D<br>= 1,515<br>4,760 | 4×1340<br>5,360 | 1500+1200<br>a b<br>5,400 | 1735+1038<br>a b<br>5,546 | 2,64 | 2,96 | 3,00 | 3,08 |
| 1,90 | 1,555<br>4,870 | 4×1380<br>5,520 | 1540+1234<br>5,548 | 1775+1070<br>5,690 | 2,57 | 2,90 | 2,92 | 2,99 |
| 2,00 | 1,600<br>5,026 | 4×1415<br>5,660 | 1580+1265<br>5,690 | 1822+1094<br>5,832 | 2,51 | 2,83 | 2,85 | 2,92 |
| 2,10 | 1,635<br>5,136 | 4×1450<br>5,800 | 1630+1290<br>5,840 | 1870+1122<br>5,984 | 2,44 | 2,76 | 2,78 | 2,85 |
| 2,20 | 1,675<br>5,260 | 4×1485<br>5,940 | 1660+1328<br>5,976 | 1918+1148<br>6,132 | 2,38 | 2,70 | 2,72 | 2,77 |
| 2,30 | 1,710<br>5,372 | 4×1515<br>6,060 | 1700+1356<br>6,112 | 1958+1175<br>6,266 | 2,34 | 2,64 | 2,66 | 2,73 |
| 2,40 | 1,750<br>5,498 | 4×1550<br>6,200 | 1740+1385<br>6,250 | 2000+1200<br>6,400 | 2,29 | 2,58 | 2,60 | 2,66 |
| 2,50 | 1,785<br>5,607 | 4×1580<br>6,320 | 1775+1415<br>6,382 | 2040+1225<br>6,530 | 2,24 | 2,54 | 2,55 | 2,61 |
| 2,60 | 1,820<br>5,718 | 4×1610<br>6,440 | 1810+1442<br>6,504 | 2080+1250<br>6,660 | 2,20 | 2,48 | 2,50 | 2,56 |
| 2,70 | 1,855<br>5,827 | 4×1645<br>6,580 | 1840+1470<br>6,620 | 2120+1275<br>6,790 | 2,16 | 2,44 | 2,44 | 2,50 |
| 2,80 | 1,890<br>5,938 | 4×1685<br>6,740 | 1870+1496<br>6,732 | 2160+1297<br>6,914 | 2,12 | 2,41 | 2,41 | 2,47 |

Verengungen und Krümmungen wirken auf die Geschwindigkeit vermindernd ein. Erstere sind dort zulässig, wo das Volumen des Gases durch Temperaturabnahme herabgesetzt wurde, ferner dort, wo eine größere Geschwindigkeit erreicht werden soll. Doch ist es immer zu empfehlen, Verengungen und Krümmungen, wenn es geht, zu vermeiden. Leider ist dies, insbesondere was die Krümmungen anlangt, bei Regenerativöfen unmöglich.

Muß an gewissen Stellen der Querschnitt verengt werden, um eine größere Geschwindigkeit zu erlangen, so wird dadurch der Reibungswiderstand erhöht und die Essenzugwirkung herabgesetzt. Deshalb ist es rätlich, diese Verengung auf ein möglichst kurzes Stück auszudehnen, und, wenn es irgend angeht, eine Erweiterung des Querschnittes folgen zu lassen.

Wenn sich ein gasförmiges Medium in einer Leitung fortbewegt, so erfährt es, wie oben bereits auseinandergesetzt wurde, entweder eine Abkühlung oder eine Erwärmung. Die Generatorgase beispielsweise werden vom Generator zur Umsteuerung eine Temperaturherabsetzung, bei der Bewegung von Umsteuerungsapparat zu den Regeneratoren jedoch eine Temperaturerhöhung erfahren. Ist der Querschnitt an allen Stellen des Kanales gleich groß, so wird die Geschwindigkeit konstant in Abnahme oder in Zunahme begriffen sein. Findet eine Abkühlung des gasförmigen Mediums in der Leitung statt, so wird die Reibung an den Wänden während der Fortbewegung sich mehr und mehr vermindern, da ein Zusammenziehen der Gasmolekel eintreten wird, womit zugleich die Geschwindigkeit abnimmt; anders jedoch in jenen Kanälen, wo die Temperatur der Gase wächst. Dort wird die Geschwindigkeit zunehmen, und die Gasmolekel werden mehr und mehr auseinandergehen. Die Reibung der Gasmolekel an den Leitungswänden muß im letzteren Falle immer größer werden. Deshalb empfiehlt es sich, bei den Leitungen zwischen Umsteuerung und Regenerator nach letzterem zu eine Querschnittserweiterung eintreten zu lassen. Das ist schon aus dem Grunde zulässig, weil, wenn diese Ofenteile von den Verbrennungsprodukten in entgegengesetzter Richtung zu den Generatorgasen durchzogen werden, eine Herabsetzung der Temperatur der Verbrennungsprodukte eintritt und eine Querschnittsverminderung nach der Umsteuerung zu am Platze sein wird.

Will man den Querschnitt in den Kanälen nicht ändern, so muß der für den Regeneratoreintritt der an dieser Stelle vorherrschenden Temperatur entsprechend berechnete Querschnitt für die ganze Kanallänge angewendet werden. Den Querschnitt des Generatorgaskanales wird man unverändert die ganze Länge beibehalten. Dadurch wird, gegenüber dem Falle, wo eine Querschnittsverminderung zur Umsteuerungsvorrichtung hin stattfindet, der Essenzug herabgemindert werden, weil die Reibung der Gasmolekel an der Kanalwandung abnimmt. Dasselbe wird im Fuchse der Fall sein.

Wird durch die Temperaturverminderung der Verbrennungsprodukte auch deren Volumen reduziert, und infolgedessen auch die Geschwindigkeit trotz gleichbleibenden Querschnittes kleiner, so ist doch in den meisten Fällen eine Herabminderung der Essengastemperatur auf jenes Maß, bei welchem eine Beeinträchtigung des Zuges auftreten könnte (unter 200° C), nicht zu fürchten.

Im nachstehenden soll theoretisch nachgewiesen werden, daß eine Erhöhung der Temperatur der Essengase über 200° C auf die Zugwirkung des Kamines keinen wesentlichen Vorteil ausübt, und daß die Ansicht, man müsse den Essengasen bei Regenerativöfen eine höhere Temperatur belassen, um den nötigen Zug zu erzielen und die bedeutenden Reibungswiderstände und Zughindernisse zu überwinden, nicht zutreffend ist.

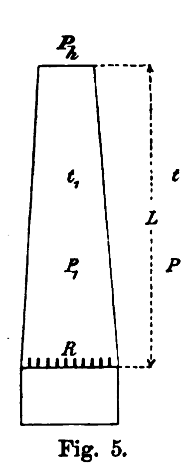


Fig. 5.

Im Schornstein herrsche die mittlere Temperatur $t_1$ vor. Die Temperatur der äußeren Atmosphäre sei $= t$. Das Gewicht der Gassäule in der Esse stelle sich auf $P_1$, während jenes der außenliegenden Luftsäule gleichen Volumens $= P$ sein soll.

Gesetzt es sei an der Krone der Esse ein Druck $= P_h$ vorhanden, so wird die Druckdifferenz am Roste (R) sein:

$$(P_h + P) - (P_h + P_1) = P - P_1.$$

Diese Druckdifferenz wird gleichbedeutend sein mit dem Luftauftriebe am Roste und wird sich auch ausdrücken lassen durch eine Luftsäule von der Höhe h, welche ihr das Gleichgewicht zu halten vermag.

Die Geschwindigkeit, mit welcher die Essengase aus der Esse treten, wird demnach gleichgesetzt werden können:

$$v = \sqrt{2 g \cdot h}.$$

Die Höhe des Schornsteines sei $= L$, der Ausdehnungskoeffizient der Luft sei $\alpha$, so wird:

$$(L + h) \cdot (1 + \alpha t) = L (1 + a t_1),$$

woraus sich ergibt:

$$h = \frac{L \cdot \alpha \cdot (t_1 - t)}{1 + \alpha t}$$

$\alpha t$ ist verschwindend klein, weshalb man annäherungsweise setzen kann:

$$h = t \cdot L \cdot \alpha \cdot (t_1 - t).$$

Die Geschwindigkeit, mit welcher somit die Essengase austreten, wird mit Rücksicht auf den Auftrieb sein:

$$v = \sqrt{2 g \cdot \alpha \cdot L \cdot (t_1 - t)}.$$

Sie wird daher um so größer sein, je größer $\sqrt{L}$ und $\sqrt{t_1 - t}$ werden, d. h. je höher der Schornstein und je größer die Temperaturdifferenz $t_1 - t$ sein wird. Um einen starken Zug zu erzielen, benötigt man daher hoher Essen und einer hohen Essengastemperatur.

Welches wird nun die günstigste Essengastemperatur sein?

$\delta_1$ ist die Dichte der Luft bei $t_1$ Temperatur und dem Drucke $P_h + P_1$.

Das in der Sekunde durch den Querschnitt s ziehende Luftgewicht wird sein:

$$Q = s \cdot v \cdot \delta_1 = s \cdot \delta_1 \sqrt{2 g \cdot \alpha \cdot L \cdot (t_1 - t)},$$

$\delta_0$ sei die Dichte der Luft bei $0^{\circ}$ und unter demselben Drucke $P_h + P_1$, so wird

$$\delta_1 = \frac{\delta_0}{1 + \alpha t} \quad \text{somit:}$$

$$Q = s \cdot \delta_0 \cdot \sqrt{\frac{2 g \cdot \alpha \cdot L \cdot (t_1 - t)}{1 + \alpha t}},$$

s, $\delta_0$ und $\sqrt{2 g \alpha}$ sind Konstante und darf man an Stelle des Produktes $s \cdot \delta_0 \cdot \sqrt{2 g \cdot \alpha}$ den Wert K setzen, so daß wir erhalten:

$$Q = K \cdot \sqrt{L} \cdot \left(\sqrt{\frac{t_1 - t}{1 + \alpha t}}\right),$$

die Größe Q wird also abhängen von $\sqrt{L}$ und dem Ausdrucke $\sqrt{\frac{t_1 - t}{1 + \alpha t}}$, d. h. der Zug, wie die Geschwindigkeit

werden abhängen von der Quadratwurzel aus der Schornsteinhöhe. Man muß deshalb, um guten Zug zu bekommen, die Kamine hoch machen.

Während der Zug anfangs rasch mit der Höhe zunimmt, bleibt er später zurück.

Besitzt ein Schornstein die Höhe L, so wird der Zug eine dieser entsprechenden Höhe erreichen. Ein doppelt so hoher Schornstein muß einen Zug besitzen, welcher im Verhältnisse $\sqrt{2} = 1{,}4$ zu jenem des Kamines von der Höhe L stehen wird. Wird die Schornsteinhöhe verdreifacht, so wird der Zug $\sqrt{3} = 1{,}73$ mal stärker sein.

Nun aber wächst die Reibung mit der Schornsteinhöhe und kann so groß werden, daß eine weitere Erhöhung des Kamins schädlich für die Zugwirkung werden könnte. Die Zugwirkung wächst aber auch mit dem Ausdrucke $\sqrt{\frac{t_1 - t}{1 + \alpha t}}$. Unendlich kann dieser Ausdruck nicht werden, weil der Nenner schneller wachsen wird als der Zähler.

Angenommen aber, die Geschwindigkeit würde infolge der Zunahme von $t_1$ auch ins Unendliche wachsen, so ist dies trotz alledem nicht mit der Zugwirkung der Fall, weil die Dichte der Luft in dem Maße, als $t_1$ zunimmt, sich vermindert.

Der Ausdruck $\sqrt{\frac{t_1 - t}{1 + \alpha t}}$ wird einen Maximalwert erlangen können, den man durch Differentiation mit Bezug auf $t = 0$ erhält:

$$1 + \alpha t_1 = 2\alpha (t_1 - t)$$

woraus sich als Maximalwert ergeben wird:

$$t_1 = 2t + \frac{1}{\alpha}.$$

$\alpha = 0{,}003665;\ \frac{1}{\alpha} = 273.$

Wird $t = 0$, d. h. die Temperatur der äußeren Atmosphäre $= 0$, dann wird $t_1$ ein Maximum $= 273^0$ C.

Berechnet man den Wert für $\sqrt{\frac{t_1 - t}{1 + \alpha t}}$, wenn $t_1$ verschiedene Temperaturen annimmt, so findet man, daß der Wert des Ausdruckes nicht viel vom Maximalwert, der bei 273° C erhalten wird, abweicht.

$$t_1 = 100^\circ; \quad \sqrt{\frac{t_1 - t}{1 + \alpha t}} = 7{,}4$$

| | | |
|---|---|---|
| „ = 200° | „ | = 8,16 |
| „ = 273° | „ | = 8,255 |
| „ = 300° | „ | = 8,251 |
| „ = 400° | „ | = 8,110 |
| „ = 500° | „ | = 7,89 |
| „ = ∞ | „ | = 0 |
| „ = 0 | „ | = 0 |

Daraus ergibt sich, daß der Zug eines Kamines bereits lebhaft sein wird, wenn die Temperatur der Essengase $t_1 = 100^\circ$ C erreicht, und daß es keinen Zweck hat, diese Temperatur über 200° C zu steigern.

Wenn daher in den folgenden Rechnungen angenommen wird, daß die Essengase mit 300° C in den Schornstein treten, so dürfte damit die richtige, sicher aber keine zu niedrige Zahl gewählt sein.

Die Essenwirkung wird um so größer sein, je größer die Geschwindigkeit der Gase und je größer deren Dichte ist. Besitzen die Gase, welche aus der Esse austreten, eine höhere Temperatur, so wächst ihr Volumen, während ihre Dichte sich vermindert, desto kleiner ist naturgemäß auch die Essenwirkung bei gleicher Geschwindigkeit der austretenden Gase.

Je weniger Verbrennungsprodukte aus der Esse austreten, desto weniger Luft wird unter dem Roste angesaugt werden, weshalb in weiterer Folge die Verbrennung bezw. Vergasung am Roste um so mehr zurückgehen wird, je höher die Essengastemperatur ist.

Deshalb soll man mit der Temperatur der Essengase nicht über 300° C (am Fuße der Esse) hinausgehen.

---

Von besonderer Wichtigkeit ist die Weite des Schornsteins.

Da der Zug nur im Verhältnisse der Quadratwurzel der Höhe steigt, ist es klar, daß es besser ist, beispielsweise dem Kamine den vierfachen Querschnitt statt der vierfachen Höhe zu geben, denn die Essenwirkung beim vierfachen Querschnitte S wird nach der Gleichung

$$Q = S \cdot \delta_0 \cdot \sqrt{\frac{2g \cdot \alpha \cdot L \cdot (t_1 - t)}{1 + \alpha t}} = 4s \cdot \delta_0 \cdot \sqrt{\frac{2g \cdot \alpha \cdot L \cdot (t_1 - t)}{1 + \alpha t}}$$

tatsächlich die vierfache des einfachen Querschnittes s sein. Bei der vierfachen Höhe dagegen wird der Ausdruck für Q sich ändern in:

$$Q = \sqrt{4} \cdot \left( s \cdot \delta_0 \cdot \sqrt{\frac{2g \cdot \alpha \cdot L \cdot (t_1 - t)}{1 + \alpha t}} \right).$$

Eine Erhöhung des Schornsteins über 30 bis 40 m wird kaum je vorteilhaft sein.

Schon in seinem „Bau der Feuerungen" und im „Heizer" [1]), wies der Verfasser darauf hin, daß die Fabrikschornsteine besondere Aufmerksamkeit erfordern, ganz speziell gilt das von der Wahl des Querschnittes.

Jedenfalls ist diejenige Querschnittsform die beste, welche bei gleicher Querschnittsgröße den abziehenden Gasen den geringsten Reibungswiderstand entgegensetzt, ihnen also die kleinste Reibungsoberfläche darbietet, und welche den geringsten Materialaufwand erfordert. Diesen Bedingungen genügt aber der kreisrunde Querschnitt am besten, und die übrigen in Betracht kommenden Querschnitte, der achteckige, sechseckige und viereckige, sind um so weniger gut, je mehr sie sich von der Kreisform entfernen. Außerdem ist darauf

---

[1]) Beide: Verlag von „Arthur Felix, Leipzig".

zu sehen, daß die Wärmeabgabe im Querschnitt möglichst klein wird, daß also der Zug durch sie so wenig wie möglich beeinträchtigt wird[1]). In Rücksicht auf die Stabilität muß die dem Winde dargebotene Fläche ein Minimum und die Standfestigkeit nach allen Seiten möglichst die gleiche sein. Alle diese Bedingungen erfüllt der runde Querschnitt.

Die Größenverhältnisse der Schornsteine sind einesteils abhängig von der abzuführenden Gasmenge, anderenteils aber, und dies betrifft die Höhe, von der Umgebung (ob Hügel oder Berge vorhanden) und von der Zusammensetzung der abzuführenden Rauchgase.

Einen wesentlichen Einfluß übt die Länge der Kanäle vom Roste bis zur Esse, der sogenannten Füchse, sowie die Anlage derselben aus. Es kann angenommen werden, daß bei einem Regenerativgasofen durch die Länge der Kanäle die Essenwirkung auf $^1/_6$ herabgesetzt werden wird und ist dies auch in der letzten Spalte der erweiterten „Prechtlschen Tabelle“, auf Seite 208 und 209 berücksichtigt worden.

Die Höhe des Schornsteins ist stets vom Niveau des Herdes und zwar vom Gewölbescheitel aus zu messen.

Bei Regenerativ-Winderhitzungsapparaten nach den Systemen Cowper, Goedecke, Whitwell u. a. muß man mit den Abmessungen des Schornsteines, da die Reibungswiderstände enorm steigen, weit höher hinaufgehen und soll man je nach Ausführung der Kanalisation den wirklichen Essenzug gleich $^1/_{10}$ bis $^1/_{15}$ des berechneten $(F \cdot \frac{v}{3})$ setzen. — Die Höhe der Kamine für Winderhitzungsapparate muß auch deshalb größer gewählt werden, weil die Apparate selbst eine große Höhenausdehnung besitzen. Man wird gut tun, bei Berechnung des Essenzuges nicht die ganze Essenhöhe in Rechnung zu stellen, sondern nur die Differenz zwischen Schornsteinhöhe und Apparathöhe.

---

[1]) Hohe Schornsteine werden den durchziehenden Gasen mehr Reibung entgegensetzen und eine größere strahlende Fläche (siehe Tabelle Seite 195) bieten, wie niedrige, gleicher Zugwirkung.

Hinsichtlich der positiven Werte gibt es ebenso zahlreiche Abweichungen wie rücksichtlich der Form des Längenschnittes. So wird von einigen die divergente Form als die zweckmäßigste angesehen, und Ferrini sagt (Technologie der Wärme), daß diese Form die beste sei, solange die Divergenz nicht zu einer beträchtlichen Abkühlung Veranlassung gibt.

v. Reiche erklärt in seinem Werke „Anlage und Betrieb der Dampfkessel", daß man einen Schornstein ebensogut oben enger machen könne wie unten, als auch oben und unten gleichweit und oben weiter wie unten. Aber unter diesen drei Methoden wird offenbar diejenige die beste sein, welche den besten Zug liefert und die geringsten Anlagekosten verursacht. Den besten Zug aber wird mit Rücksicht auf das Einfallen kalter Luft derjenige Schornstein liefern, dessen Gase mit der größten Geschwindigkeit entweichen, und das ist ein konisch-konvergenter Schornstein. Der gleichweite Schornstein geht auch noch, nicht aber der divergente, dagegen ist dieser in bezug auf Reibungswiderstände der günstigste.

Der billigste Schornstein wird derjenige sein, welcher die geringste Wandstärke besitzt, die selbst aber wieder von der Temperatur der abziehenden Gase abhängt.

Nach Redtenbacher wird, wenn F den Querschnitt in qm, H die Höhe in m, k die Kohlenmenge und h die Holzmenge bezeichnet, welche pro Stunde verbrannt wird:

$$F \text{ in qm} = \frac{K}{42\,H} = \frac{h}{84 \cdot \sqrt{H}} \text{ qm.}$$

Nach der „Hütte" findet man, wenn bezeichnet: t in $^0$ Celsius die Temperatur der abziehenden Gase, $t_1{}^0$ diejenige der Atmosphäre, d den Durchmesser oder die Seite der Querschnittsfläche in m, l den Gesamtweg vom Rost bis zum Schornstein in m (bei Regenerativöfen wird es gut sein, den Weg durch jeden der Regeneratoren für sich in Rechnung zu setzen), v die Geschwindigkeit der in den Rost in der Minute einströmenden Gase in m,

die Geschwindigkeit der abziehenden Gase $v_1$ zu:

$$v_1 = 6{,}28 \sqrt{\frac{(t - t_1) \cdot d \cdot h}{4{,}08\,d + 0{,}016\,(h + l)}},$$

woraus sich $h = \dfrac{4{,}08\,d + 0{,}016\,l}{40\,\dfrac{d\,(t - t_1)}{v_1^2} - 0{,}016}$ ergibt.

„Bei gemauerten Schornsteinen ist meist $t - t_1 = 285^0$ (in den folgenden Rechnungen sollen dafür 250 bis $260^0$ C eingeführt werden), der Querschnitt der Mündung = $^3/_5$ der freien Rostfläche, woraus sich d bestimmt. Das Volumen der ausströmenden Luft ist im Mittel gleich $2^1/_4$ des Volumens der eintretenden Luft (im folgenden soll dasselbe in jedem einzelnen Falle auf Grund der chemisch-kalorischen Vorgänge berechnet werden). Es würde also allgemein sein $v_1 = {}^5/_3 \cdot 2^1/_4 \cdot v = 3^3/_4\, v$; wählt man $v = 60$ m pro Minute, so ist $v_1 = 225$ m.

Dann wird $h = 16{,}3 + \dfrac{16{,}3 + l}{16\,d - 1}$ und $d = 0{,}2 \cdot \sqrt{Q}$; Q = Anzahl der in der Minute zu verdampfenden Liter Wasser (bei Dampfkesseln).“ —

v. **Reiche** gibt den **kleinsten Querschnitt** eines Schornsteins gleich dem vierten Teil der Gesamtrostfläche, auf welcher Steinkohlen gebrannt werden und gleich dem sechsten Teile der Gesamtrostfläche, auf welcher Braunkohlen verbrannt werden.

Die **Höhe** soll nach v. **Reiche** und **Redtenbacher** stets größer als 16 m sein (man findet jedoch in der Praxis hier und da auch Schornsteine von geringerer Höhe, welche gut ziehen) und gleich dem 25fachen des kleinsten Durchmessers. Wenn also D der Durchmesser, welcher dem kleinsten Querschnitte entspricht und F die totale Rostfläche ist, so wird $f = \dfrac{F}{4}$ für Steinkohlen und $= \dfrac{F}{6}$ für Braunkohlen und $H \geqq 16$ m oder $\geqq 25$ D.

Redtenbacher verlangt: $h = \frac{L^2}{1000\,000\,q^2}$ und daraus $q = \frac{L}{1000\,\sqrt{h}}$ worin L = die stündlich abzuführende Abgasmenge in kg und q der Querschnitt der Esse.

Für die Geschwindigkeit v der Essengase im Schornstein hat Peclet folgende Formel angegeben:

$$v = \varphi \cdot \sqrt{\frac{2\,g \cdot h \cdot (T - t)}{273 + t}},$$

in welcher T und t die Temperaturen, h die Höhe des Schornsteins, g die Zahl 9,81 und $\varphi$ einen zwischen 0,38 und 0,85 schwankenden Koeffizienten bezeichnet. (Meist wird $\varphi = 0{,}333$ gewählt.)

Um ein Bild über die Verhältnisse der Schornsteindimensionen zu geben, sei auf Seite 208 und 209 eine Prechtls Enzyklopädie entnommene, aber erweiterte Tabelle angeschlossen.

---

Das Gewicht der Gasmenge, welches eine Esse in 24 Stunden zu heben vermag, sei an einer Esse von 44 m Höhe, 3,49 m unterem und 2,12 m oberem Durchmesser ermittelt, wobei jedoch nur jene Gasmenge in Rechnung gestellt werden soll, welche einem Regenerativofen entzogen werden darf, d. i. der achtzehnte Teil der theorethischen Leistungsfähigkeit des Kamines.

1 cbm Gas wiegt 1,32 kg bei 0° Temperatur und 760 mm Wassersäule; bei der angenommenen Essengastemperatur jedoch nur 0,70 kg. Pro Sekunde werden 7,133 cbm = 5 kg Essengas abgesaugt, demnach pro Stunde 5 × 3600 = 18000 kg und in 24 Stunden 432 000 kg, das sind 43,2 (!) Waggonladungen zu je 10 000 kg.

Nicht unerwähnt soll bleiben, daß die nach der Tabelle gebauten Schornsteine, im Vergleich mit den schon bestehenden älteren, zu groß erscheinen. Die neueren dagegen stimmen, so-

weit sie dem Verfasser bekannt sind, mit der Tabelle überein; ähnliches gilt von der Konizität der Schornsteine. Diese ist größer als für Schornsteine[1]) sonst üblich, aber man findet auch hier neuere Ausführungen, bei denen das Verhältnis zwischen unterem und oberem Durchmesser noch größer, als in der Tabelle angegeben ist (siehe die unten folgende Stabilitätsberechnung).

Die Konizität wird deshalb möglichst groß gewählt, (nach Redtenbacher 13 mm pro laufenden Meter), weil dadurch die Stabilität des Schornsteins sich verbessert, ferner aber auch weil die obere Öffnung nur so groß gemacht werden soll, als nötig, damit die Verbrennungsprodukte mit der erlangten Geschwindigkeit ausströmen können, andernfalls würde kalte Luft in den oberen Teil des Schornsteins eindringen und den Zug unterbrechen. Aus diesem Grunde ist von der Anlage von Sammelschornsteinen, das sind solche, in die mehrere Herde münden, die also, wenn nicht alle Herde arbeiten, nur partiell ausgenutzt werden, wobei aber die Minimalgeschwindigkeit der Gase von 2 m in der Sekunde nicht unterschritten werden darf, abzuraten, ungeachtet des Übelstandes, daß ein zu großer Kamin auch zu Zugstörungen Veranlassung geben kann, nämlich wenn mit teilweise geschlossenem Register (siehe S. 215) gearbeitet wird. Ist aber eine Zentralanlage erwünscht, so wird man gut tun, mit größerer Austrittsgeschwindigkeit und daher mit höherem, engerem Kamine zu arbeiten.

Die Konizität des Schornsteins soll unter allen Umständen so groß gewählt werden, daß eine Verminderung der Zuggeschwindigkeit in der Esse selbst nicht eintreten kann. Eine Steigerung der Geschwindigkeit in den oberen Teilen des Kamins wird auf die Zugwirkung nicht ungünstig einwirken.

Allerdings ist man sich über die zulässige Minimalgeschwindigkeit der Gase im Schornstein noch nicht klar-

---

[1]) Vgl F. Wilcke, Bau der Feuerungen, Heizungen usw. Abschnitt „Schornstein“.

**Erweiterte Prechtlsche Tabelle für runde**

Bei Öfen einfacherer Konstruktion wird man mit dem des Schornsteins dem geringeren

| Stündlich verbrannt | | Höhe des Schornsteines | Obere Weite | | Untere Weite | | Wanddicke in cm | | D. (Mittel) | F. (mittlere Fläche) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Steinkohle | Holz | | quadrat. Schornstein | runder Schornstein | quadrat. Schornstein | runder Schornstein | untere | obere | | |
| kg | kg | m | m | m | m | m | | | m | 'm |
| 10 | 20 | 10 | 0,24 | 0,27 | 0,36 | 0,40 | 33 | 18 | 0,34 | 0,09 |
| 20 | 40 | 13 | 0,32 | 0,36 | 0,48 | 0,54 | 38 | „ | 0,45 | 0,16 |
| 30 | 60 | 15 | 0,38 | 0,43 | 0,57 | 0,63 | 41 | „ | 0,53 | 0,22 |
| 40 | 80 | 17 | 0,43 | 0,48 | 0,64 | 0,72 | 44 | „ | 0,60 | 0,28 |
| 50 | 100 | 18 | 0,47 | 0,53 | 0,70 | 0,80 | 45 | „ | 0,66 | 0,34 |
| 75 | 150 | 20 | 0,55 | 0,62 | 0,82 | 0,91 | 48 | „ | 0,77 | 0,47 |
| 100 | 200 | 22 | 0,62 | 0,70 | 0,93 | 1,05 | 51 | „ | 0,88 | 0,61 |
| 150 | 300 | 26 | 0,73 | 0,83 | 1,00 | 1,24 | 57 | „ | 1,04 | 0,85 |
| 200 | 400 | 28 | 0,83 | 0,93 | 1,25 | 1,39 | 60 | „ | 1,16 | 1,06 |
| 250 | 500 | 30 | 0,91 | 1,03 | 1,36 | 1,54 | 63 | „ | 1,29 | 1,31 |
| 300 | 600 | 31 | 0,98 | 1,11 | 1,47 | 1,67 | 65 | „ | 1,39 | 1,52 |
| 350 | 700 | 32 | 1,05 | 1,19 | 1,57 | 1,78 | 66 | „ | 1,49 | 1,74 |
| 400 | 800 | 33 | 1,11 | 1,26 | 1,66 | 1,89 | 68 | „ | 1,58 | 1,96 |
| 450 | 900 | 34 | 1,17 | 1,33 | 1,75 | 2,00 | 69 | „ | 1,67 | 2,19 |
| 500 | 1000 | 34 | 1,23 | 1,39 | 1,84 | 2,09 | 69 | „ | 1,74 | 2,38 |
| 550 | 1100 | 35 | 1,29 | 1,45 | 1,93 | 2,18 | 71 | „ | 1,82 | 2,60 |
| 600 | 1200 | 35 | 1,34 | 1,51 | 2,01 | 2,27 | 71 | „ | 1,89 | 2,81 |
| 700 | — | 36 | 1,44 | 1,63 | 2,17 | 2,45 | 74 | „ | 2,04 | 3,27 |
| 800 | — | 37 | 1,53 | 1,69 | 2,32 | 2,61 | 74 | „ | 2,15 | 3,63 |
| 900 | — | 38 | 1,61 | 1,82 | 2,46 | 2,78 | 74 | „ | 2,30 | 4,15 |
| 1000 | — | 39 | 1,68 | 1,90 | 2,59 | 2,92 | 77 | „ | 2,41 | 4,56 |
| 1100 | — | 40 | 1,74 | 1,96 | 2,71 | 3,06 | 77 | „ | 2,53 | 5,03 |
| 1200 | — | 41 | 1,79 | 2,02 | 2,82 | 3,18 | 77 | „ | 2,59 | 5,27 |
| 1300 | — | 42 | 1,83 | 2,06 | 2,92 | 3,30 | 79 | „ | 2,65 | 5,52 |
| 1400 | — | 43 | 1,86 | 2,10 | 3,00 | 3,38 | 79 | „ | 2,74 | 5,90 |
| 1500 | — | 44 | 1,88 | 2,12 | 3,10 | 3,49 | 79 | „ | 2,81 | 6,20 |

[1]) Der Ausdruck der letzten Spalte ist gleich dem bei Berechnung

**Schornsteine von Regenerativ-Gasöfen.**

Schornsteinzug entsprechend zurückgehen und die Dimensionen Essenzuge anpassen.

| K = Kub. Inh. der inneren Gassäule | $p_1 = K.\delta_1$ ($\delta_1 =$ 0,67) Gewicht der Gassäule bei 250° C | $p = K.\delta_0$ ($\delta_0 =$ 1,293) Gewicht der gleichen Luftsäule bei 0° C | $p - p_1$ | $h = \frac{p - p_1}{1{,}293\,F}$ | $v = \sqrt{2g \cdot h}$ (theoretische) Geschwindigkeit | $\frac{v}{3}$ (wirkliche) Geschwindigkeit | $F \cdot \frac{v}{3}$ Essenzug ohne Rücksicht auf Leitungswiderstände | $\frac{1}{6} F \cdot \frac{v}{3}$[1] Essenzug mit Rücksicht auf Leitungswiderstände |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| cbm | kg | kg | kg | m | m | m | cbm pro Sec. | cbm pro Sec. |
| 0,9 | 0,61 | 1,16 | 0,55 | 3,4 | 8,16 | 2,72 | 0,245 | 0,041 |
| 2,08 | 1,40 | 2,70 | 1,30 | 6,3 | 11,1 | 3,70 | 0,592 | 0,10 |
| 3,30 | 2,22 | 4,25 | 1,02 | 7,05 | 11,8 | 3,93 | 0,860 | 0,143 |
| 4,66 | 3,20 | 6,15 | 2,95 | 8,15 | 12,65 | 4,22 | 1,180 | 0,197 |
| 6,12 | 4,08 | 7,90 | 3,82 | 8,65 | 13,05 | 4,35 | 1,480 | 0,247 |
| 9,40 | 6,30 | 12,15 | 5,85 | 9,42 | 13,60 | 4,53 | 2,13 | 0,355 |
| 13,42 | 8,98 | 17,60 | 8,62 | 10,70 | 14,10 | 4,70 | 2,86 | 0,477 |
| 22,3 | 14,76 | 28,70 | 13,94 | 12,65 | 15,70 | 5,23 | 4,45 | 0,741 |
| 32,4 | 21,70 | 42,00 | 20,30 | 14,60 | 16,95 | 5,65 | 5,97 | 0,995 |
| 39,3 | 26,30 | 51,00 | 24,70 | 14,60 | 16,95 | 5,65 | 7,40 | 1,233 |
| 47,2 | 31,70 | 61,00 | 29,30 | 14,95 | 17,15 | 4,72 | 8,68 | 1,447 |
| 55,6 | 38,00 | 72,00 | 34,00 | 15,10 | 17,20 | 5,73 | 9,95 | 1,660 |
| 64,8 | 43,50 | 48,00 | 40,50 | 16,00 | 17,70 | 5,90 | 11,56 | 1,927 |
| 74,6 | 50,20 | 96,60 | 46,40 | 16,40 | 17,95 | 5,98 | 13,40 | 2,383 |
| 81,0 | 54,30 | 104,80 | 50,50 | 16,30 | 17,90 | 5,97 | 14,30 | 2,672 |
| 91,0 | 61,00 | 117,40 | 56,40 | 17,10 | 18,30 | 6,10 | 15,82 | 2,875 |
| 98,4 | 66,00 | 128,50 | 62,50 | 17,35 | 18,45 | 6,12 | 17,25 | 3,350 |
| 118,0 | 79,00 | 153,00 | 74,00 | 17,42 | 18,45 | 6,15 | 20,10 | 3,750 |
| 134,2 | 90,00 | 173,00 | 83,00 | 17,70 | 18,65 | 6,22 | 22,50 | 4,370 |
| 157,3 | 106,00 | 204,00 | 98,00 | 18,30 | 18,96 | 6,32 | 26,20 | 4,883 |
| 178,0 | 119,00 | 231,00 | 112,00 | 19,00 | 19,30 | 6,43 | 29,30 | 5,417 |
| 201,2 | 135,0 | 260,00 | 125,00 | 19,30 | 19,45 | 6,48 | 32,50 | 5,750 |
| 216,0 | 144,5 | 280,00 | 135,50 | 19,80 | 19,70 | 6,57 | 34,50 | 6,133 |
| 232,0 | 156,0 | 300,00 | 144,00 | 20,20 | 19,90 | 6,63 | 36,80 | 6,533 |
| 253,0 | 170,0 | 327,50 | 157,50 | 20,30 | 19,95 | 6,65 | 39,20 | 7,163 |
| 272,5 | 183,0 | 353,00 | 170,00 | 21,00 | 20,70 | 6,90 | 42,80 | |

der Ofendimensionen gefundenen Essengasvolumen bei 260° C.

Der eine setzt sie mit 2 m pro Sekunde an, der andere will das Geschwindigkeitsmaximum für Temperaturen zwischen 200 und 300° C bei 5 m pro Sekunde, wenn kein bedeutendes Hindernis in der Leitung zu finden ist, und zwischen 3 bis 4 m in der Sekunde, wenn lange Kanäle kleinen Querschnitts zu passieren sind, finden; noch andere gestatten für Gase höherer Temperaturen 10 m pro Sekunde.

Nach der Tabelle auf Seite 208 bis 209 liegt die praktisch empfehlenswerte Gasgeschwindigkeit zwischen 3 und 7 m pro Sekunde.

Die Geschwindigkeitsänderung an sich ist eine Folge der Temperaturabnahme.

Die Wärme der Generatorgase hat im Leitungskanale pro laufenden Meter um 381 Kal. abgenommen.[1]) Die Wärmekapazität der Verbrennungsprodukte war im Mittel = 260 Kal., die Temperaturabnahme pro laufenden Meter wäre demnach in dem unterirdischen Kanale für die Verbrennungsprodukte $\frac{381}{260} = 1{,}465^{0}$ C gewesen.

Würtenberger fand in einem eisernen Leitungsrohre auf 1 m Länge eine durchschnittliche Abkühlung von 9°C, in einem unterirdischen Kanale aber nur von 3° C auf einen Meter Länge.

In der freistehenden Esse muß naturgemäß die Abnahme der Temperatur bedeutend höher sein. Man wird nicht fehlgreifen, wenn man im allgemeinen eine zweifache Temperaturverminderung, gegen jene in dem gedeckten Kanale, in Rechnung stellt, d. h. pro laufenden Meter $2 \times 1{,}47 = 2{,}94$ rund $3{,}0^{0}$ C annimmt.

Unter dieser Annahme möge die Konizität einer Esse von 35 m Höhe, deren unterer Durchmesser (D) 2,08 m beträgt, berechnet werden. Man erhält dann die obere Weite (d), wenn man die Temperaturabnahme mit $35 \times 3{,}0^{0} = 105^{0}$ C in Rechnung stellt zu:

$$d = \frac{D^2\pi}{4} \times 1 \times \frac{1{,}72^{2)}}{2{,}10} = 1{,}88 \text{ m.}$$

[1]) Nach praktischen Bestimmungen von Jüptner und Toldt.

[2]) Bei einer Temperatur (unten) von 300° C $(1+\alpha t) = 2{,}10$.
„ „ „ (oben) von 300 — 105 = 195° C $= 1{,}72$.

Unter dieses Maß darf die Konizität (Dossierung) des Schornsteines nie fallen.

Peclet gibt für die Temperaturabnahme der Essengase auf dem Wege durch den Schornstein die Formel:

$$\text{Log.}T_2 = \text{Log.}T_1 - 0{,}0000941 \frac{L}{D \cdot E}.$$

Worin bezeichnet:

$T_2$ den Temperaturüberschuß über die äußere Luft am Austritt,

$T_1$ diesen Überschuß am Eintritt der Esse in Graden Celsius,

L die Höhe der Esse in Fuß engl.

E die Wandstärke in Fuß engl.

D den Durchmesser der Esse in Fuß engl.

Er rechnet bei $T_1 = 100^\circ$ C: $L = 40$ Fuß, $D = 2$ Fuß, $E = 1$ Fuß, $T_2 = 98{,}1^\circ$ C.

Je weiter der Kamin ist, desto geringer wird die Abkühlung sein, da sich die Abkühlungsflächen bekanntlich wie die Durchmesser, die Essengasmengen wie das Quadrat derselben verhalten. Deshalb wird ein niedriger weiter Kamin einem hohen, engen vorzuziehen sein.

H. Fischer macht die Höhe auch abhängig von dem Verhältnisse $\frac{u}{q}$ d. h. $\frac{\text{Umfang}}{\text{Fläche}}$ des Querschnittes. Je größer dieses Verhältnis ist, um so höher wird der Kamin werden müssen. Nun ist aus der Tabelle der Flächen und Umfänge der Kanäle und Essenquerschnitte (Seite 195) ersichtlich, daß dieses Verhältnis um so kleiner wird, je mehr die Fläche zunimmt; es wird daher mit der Zunahme des Duchmessers die Essenhöhe herabgesetzt werden können; also auch von diesem Gesichtspunkte aus wird es sich empfehlen, kürzere und weitere Kamine zu wählen. Selbstverständlich darf man dabei nicht übertreiben.

In der oben angezogenen Formel von H. Fischer ist auch der Leitungswiderstand in den Ofenkanälen berücksichtigt.

Hierzu gibt Prechtl in seiner Enzyklopädie an: „Ist die Höhe des Schornsteins ohne Züge = h, die Länge der Züge = l, so wird, damit die Geschwindigkeit in beiden Fällen dieselbe bleibe, die Höhe des mit den Zügen versehenen Kamines

$h_1 = h \cdot \left(1 + \frac{l}{h + 4D}\right)$ sein müssen.

Ist z. B. h = 15 m, D = 1,0 m, l = 40 m, so wird $h_1 = 15 \cdot \left(1 + \frac{40}{15 + 4}\right) = 15 \times 3{,}1 = 46{,}5$ m!

Daß niemand einen Kamin dieser Höhe mit einem Durchmesser von 1,0 m ausführen wird, ist klar! Man wird den Durchmesser auf Kosten der Höhe zu erweitern haben. Dementsprechend darf man dieser Formel auch nur einen ganz allgemeinen Wert beimessen; sie wird nur dort anwendbar sein, wo man es mit einem l m langen Kanale zu tun hat, der auf die ganze Länge den gleichen Querschnitt besitzt. Erfahrungsgemäß wächst der Widerstand in den Leitungen wie das Quadrat der Geschwindigkeit ($v$) und steht im geraden Verhältnisse zur Länge (L) und im umgekehrten zum Durchmesser bezw. Umfang (U), so daß man ihn durch die Formel $\frac{L \cdot v^2}{U}$ ausdrücken könnte. Daß dabei auch die Temperatur des gasförmigen Mediums eine Rolle spielt, wurde früher bereits erwähnt.

Bei Regenerativöfen wird, dies ist besonders wichtig, die Reibung und damit der Widerstand noch durch die Dichte des gasförmigen Mediums und letztere wieder durch die Temperaturänderungen in den Leitungen beeinflußt. Der Wert dieses Widerstandes ist nur durch Versuche zu ermitteln.

Ein Umstand ist bei der Dimensionierung der Esse noch zu berücksichtigen: die Stabilität. Mit Rücksicht auf den Zweck des Buches erscheint es jedoch vorteilhafter, diesbezügliche theoretische Auseinandersetzungen beiseite zu lassen und einfach eine Stabilitätsrechnung für einen bestimmten Fall durchzuführen, an Hand deren Berechnungen mit anderen Zahlen leicht auszuführen sind.

**Stabilitätsberechnung eines freistehenden Schornsteines (Fig. 6) von 35 m Höhe.**

Die Konizität dieses Kamines ist eine große, die Stabilität wird dementsprechend hoch sein.

Fläche des Schaftes bis zum gefährlichen Querschnitte:

$$F = h \cdot \frac{D+d}{2} = 35 \cdot \frac{3,38+1,60}{2} = 87,15 \text{ qm.}$$

Der Winddruck P auf einen Kreiszylinder, dessen Achse normal zur Windrichtung liegt, wird $= P = \frac{2}{3} p \cdot F = 0,667\, p \cdot F$ oder $= \varphi \cdot p \cdot F$, worin $\varphi = 0,667$ ist[1]. Wir erhalten also P $0,667 \times 150 \times 87,15 = 8715$ kg[2].

Die Entfernung des Schwerpunktes vom gefährlichen Querschnitte stellt sich mit Bezug auf Fig. 6

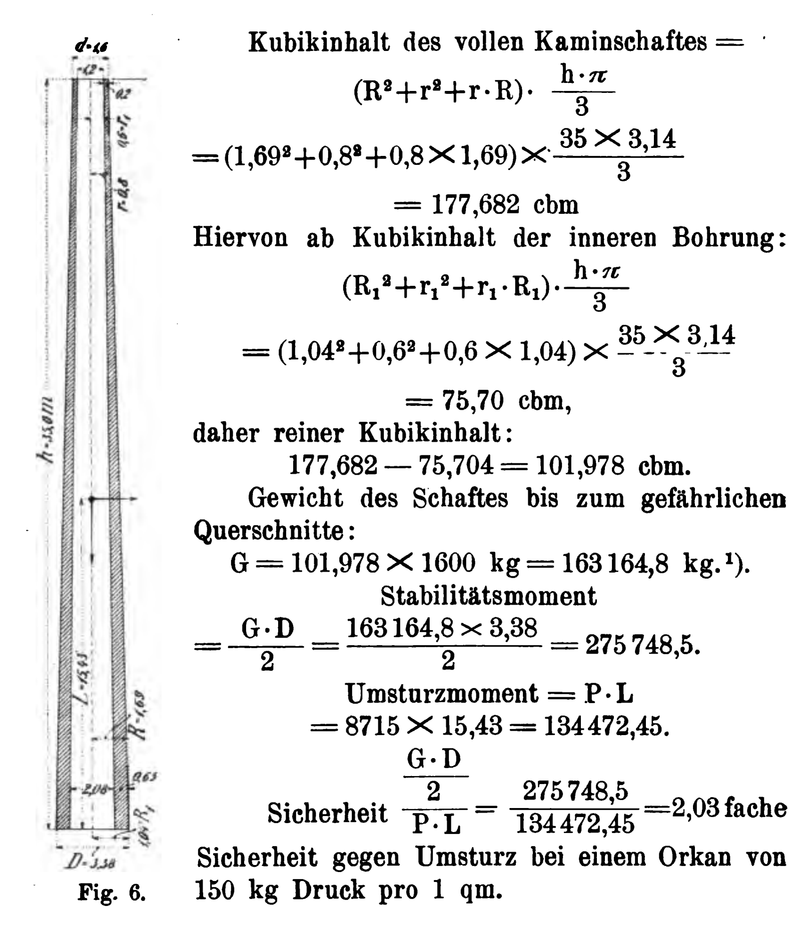
$$L = \frac{h}{3} \cdot \frac{D+2d}{D+d} = \frac{35}{3} \cdot \frac{3,38+2 \times 1,6}{3,38+1,60} = 15,43 \text{ m.}$$

[1]) Taschenbuch der Hütte, 1892, I, Seite 278.

[2]) Internationale Tabelle der Windstärken nach Beaufort.

| Bezeichnung | Geschwindigkeit des Windes | Druck des Windes |
|---|---|---|
| | m i. d. Sek. | kg f. d. qm |
| 0. Windstille oder sehr leiser Zug . . . . | 0 bis 1,3 | 0 bis 0,2 |
| 1. Leiser Zug, eben Steuer im Schiffe . . | 3,6 | 1,5 |
| 2. Leichter Wind, 1 bis 2 Knoten Fahrt. | 5,8 | 4,1 |
| 3. Schwacher Wind, 3 „ 4 „ „ | 8,0 | 7,7 |
| 4. Mäßiger „ 5 „ 6 „ „ | 10,3 | 12,6 |
| 5. Frischer „ Oberbramsegel gerefft. | 12,5 | 18,9 |
| 6. Starker „ einfach gereffte Mars- und Bramsegel. . . . . . . . . . . . | 15,2 | 27,9 |
| 7. Harter Wind, doppelt gereffte Marssegel, Klüver usw.. . . . . . . . . . . . . . | 17,9 | 38,7 |
| 8. Sturmwind, dreif. gereffte Marssegel usw. | 21,5 | 55,6 |
| 9. Sturm, dichtgereffte Mars- u. Untersegel | 25,0 | 75,6 |
| 10. Starker Sturm, dichtgereffte Großmarssegel und gereffte Fock . . . . . . . | 29,1 | 102,5 |
| 11. Harter Sturm, nur Sturmstagsegel oder Leeschott d. dichtgerefft. Großmarssegel | 33,5 | 135,7 |
| 12. Orkan . . . . . . . . . . . . . . . . | 40,2 | 195,5 |

(„Hütte“ 1893. II, S. 416.)



Kubikinhalt des vollen Kaminschaftes =

$$(R^2+r^2+r\cdot R)\cdot\frac{h\cdot\pi}{3}$$

$$=(1{,}69^2+0{,}8^2+0{,}8\times1{,}69)\times\frac{35\times3{,}14}{3}$$

$$=177{,}682 \text{ cbm}$$

Hiervon ab Kubikinhalt der inneren Bohrung:

$$(R_1{}^2+r_1{}^2+r_1\cdot R_1)\cdot\frac{h\cdot\pi}{3}$$

$$=(1{,}04^2+0{,}6^2+0{,}6\times1{,}04)\times\frac{35\times3{,}14}{3}$$

$$=75{,}70 \text{ cbm},$$

daher reiner Kubikinhalt:

$$177{,}682-75{,}704=101{,}978 \text{ cbm}.$$

Gewicht des Schaftes bis zum gefährlichen Querschnitte:

$$G=101{,}978\times1600 \text{ kg}=163\,164{,}8 \text{ kg.}^{1)}.$$

Stabilitätsmoment

$$=\frac{G\cdot D}{2}=\frac{163\,164{,}8\times3{,}38}{2}=275\,748{,}5.$$

Umsturzmoment = P·L

$$=8715\times15{,}43=134\,472{,}45.$$

$$\text{Sicherheit }\frac{\frac{G\cdot D}{2}}{P\cdot L}=\frac{275\,748{,}5}{134\,472{,}45}=2{,}03 \text{ fache}$$

Sicherheit gegen Umsturz bei einem Orkan von 150 kg Druck pro 1 qm.

Fig. 6.

## Regulierung des Essenzuges.

Zur Regulierung des Essenzuges wendet man Drehklappen oder Essenschieber (Register) an. Beide Vorrichtungen sollen durch Verkleinern des Querschnittes das abgezogene Gasquantum verringern.

Bei den Drehklappen wird der Querschnitt am Essenkopf

[1]) Der Auflagerdruck im gefährlichen Querschnitte wird sein:

$$S=\frac{163\,164{,}8}{55\,747}=2{,}92 \text{ kg pro qcm.}$$

durch Senken der Klappe tatsächlich verkleinert, die Zugwirkung der Esse also herabgesetzt. Führt der Schornstein bei voll offener Klappe die Gasmenge $Q$ ab, welche gleich ist dem Produkte aus dem freien Querschnitte der Esse und der Austrittsgeschwindigkeit, so wird diese Gasmenge kleiner (= q) werden, wenn die Drehklappe teilweise geschlossen wurde, und wird daher tatsächlich eine Regulierung der Zugwirkung der Esse und damit auch des Essenzuges stattfinden

Die Frage, ob dies bei Anwendung von Essenschiebern (Registern) ebenso der Fall ist, ist mit Nein zu beantworten. Toldts und auch meine praktische Erfahrung sprechen für einen nur geringen Wert des Essenschiebers. Mit Rücksicht darauf, daß der Glaube an den Wert des Rauchschiebers ein weit verbreiteter ist, sei kurz folgendes bemerkt:

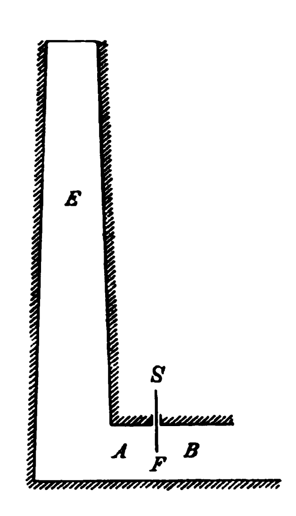


Fig. 7.

Die Esse ziehe vor dem Rauchschieber die Gasmenge $Q$ ab. Die Geschwindigkeit der Gase im Raume $A$ vor dem geöffneten Essenschieber $S$ wird gleich sein der Geschwindigkeit hinter dem geöffneten Schieber im Raume $B$, weil die Querschnitte des Kanales gleich sind. Wird jedoch vor dem gesenkten Schieber $S$ die Gasmenge $Q$ abgezogen, so ersetzt sich diese durch eine aus dem Raume $B$ strömende gleichgroße Gasmenge, weil sonst vor dem Schieber bei $A$ ein Vakuum entstehen würde, was nicht möglich ist. Diese Gasmenge $Q$ wird den freien Querschnitt $f$ unter dem Schieber naturgemäß mit einer größeren Geschwindigkeit passieren, aber sie wird diesen freien Querschnitt unter allen Umständen zu durchstreichen versuchen. Aus diesem Grunde wäre eine Regulierung des Essenzuges durch einen Essenschieber undenkbar.

Betrachten wir die Bewegung der Gasmolekel in unmittelbarer Nähe des Essenschiebers näher. — Ist der Schieber

ganz geöffnet, so werden die Gasteilchen den Querschnitt $f$ (Fig. 8) mit der normalen Geschwindigkeit $v$ passieren. Diese Geschwindigkeit wird durch Schließen des Schiebers vergrößert und ein Maximum werden, bis die freie Öffnung $f$ ein Minimum erreicht haben wird. Die Molekel in unmittelbarer Nähe des Schiebers werden mit unendlicher Geschwindigkeit gegen die freie Öffnung gezogen werden. Die Molekel, welche in Fig. 8 mit $m$ bezeichnet sind, werden am Boden abprallen und wieder zurückgeschleudert werden, dadurch den übrigen Molekeln $n$ und $o$ den Weg versperrend. D. h. es wird vor der Öffnung unter dem Schieber ein Wirbel entstehen, welcher ein Austreten der Gasmolekel aus dem Kanale $B$ nahezu unmöglich macht. Ist die Öffnung $f$ sehr klein, so kann auch, wie auf Seite 188 angedeutet wurde, die Geschwindigkeit und mit ihr die Reibung derart anwachsen, daß eine Bewegung des Gases in der Leitung unmöglich wird. Diese Erhöhung der Reibungswiderstände in Verbindung mit dem Wirbel beim Essenschieber verhindern demnach den Durchzug der Essengase bei wenig geöffnetem Schieber; in diesem Falle also wirkt der Rauchschieber.

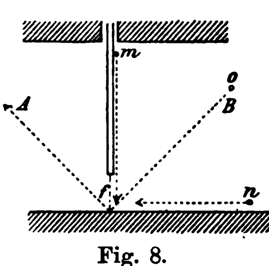


Fig. 8.

Um zu sehen, bis zu welchem Punkte man von einer Wirkung des Schiebers reden kann, sei das Anwachsen der Geschwindigkeit beim Senken des Schiebers verfolgt. Die Geschwindigkeit im Fuchse sei 3 m. Der Fuchs besitze eine Höhe von 1,2 m. Der Essenschieber sei halb geschlossen, die Höhe des freien Querschnittes muß demnach 0,6 m und die Durchzugsgeschwindigkeit 6 m sein.

| | | |
|---|---|---|
| Bei einer freien Querschnittshöhe von: | 0,3 m wird die Geschwindigkeit | = 12 m |
| | 0,15 „ „ „ „ | = 24 „ |
| | 0,10 „ „ „ „ | = 36 „ |
| | 0,075 „ „ „ „ | = 48 „ ! |
| | 0,05 „ „ „ „ | = 72 „ ! |
| | 0,01 „ „ „ „ | = 360 „ ! |

Berücksichtigt man daneben, daß nach der Tabelle von Beaufort eine Geschwindigkeit von 40,2 m der Luft bereits als Orkan zu bezeichnen ist, so kann man sich vorstellen, welch bedeutender, zugstörender Wirbel vor dem Essenschieber auftreten wird, wenn der Schieber 5 cm vom Boden absteht und das Gas mit 72 m Geschwindigkeit den freien Querschnitt passieren soll.

Würden die Molekel *n* am Boden des Kanales herausgerissen werden, so müßten die darüber stehenden Gasteile mit gleicher Geschwindigkeit zu Boden fallen, würden dort abprallen und neuerdings den Essenzug hindern.

Um überhaupt einen Essenzug zustande zu bringen, wird der Essenschieber bis zu einer gewissen Höhe geöffnet werden müssen. Ist diese Schieberstellung erreicht, so wird trotzdem der volle Essenzug noch nicht zur Wirkung kommen, sondern es wird bis zu einer zweiten höheren Stellung des Schiebers eine Regulierung des Essenzuges stattfinden können, wobei zu beachten ist, daß schon unbedeutende Vergrößerungen der Höhe des freien Querschnittes die abgezogene Essengasmenge unverhältnismäßig vermehren werden. Über die zweite Stellung des Essenschiebers hinaus wird eine weitere Regulierung des Essenzuges unmöglich sein. Vorausgesetzt ist dabei, daß die Zugwirkung der Esse im richtigen Verhältnisse zur Größe des Fuchses steht.

Richtig sollte man also sagen: Der Rauchschieber ist nur zum vollständigen Absperren des Essenzuges zu brauchen..

Eine wirksame Regulierung des Essenzuges auf dem ganzen Querschnitte des Schornsteins ist daher nur in der Esse selbst möglich. Sie wird am sichersten eintreten, wenn der hierfür bestimmte Apparat am Essenkopfe angeordnet wird. Dem Apparate an sich kann man verschiedene Formen geben, die einfachste bleibt immer der mechanisch betriebene Exhaustor oder Flügelradabsauger.

Derselben Ursache halber ist auch die Anlage von Zentral-

essen für mehrere Öfen nur dort zweckmäßig, wo die Generatoren mit Unterwind betrieben werden.

An dieser Stelle sei noch auf den Unterschied in der Wirkung der Essen und der Gebläse hingewiesen. Vor allem ist eine vollständige Verbrennung mit möglichst geringem Luftüberschuß bei Anwendung von Gebläsen, d. h. bei Unterwind oder Absaugung der Gase leichter zu erreichen, als durch eine Esse. Nach Rankine braucht man zu einer vollständigen Verbrennung bei Essenzug die doppelte Luftmenge, bei Unterwind nur die anderthalbfache der theoretisch erforderlichen.

Auch hat man bei Anwendung von Unterwind die Gasentwicklung besser in der Hand, benötigt daher nur kurzer Essen und zwar lediglich um die Abgase mit Rücksicht auf die Umgebung in höhere Luftschichten abzuführen. Dasselbe gilt von den Exhaustoranlagen.

Auch die Sekundärluft kann mittels Gebläse zugeführt werden, wodurch ein weiteres Mittel zur Regulierung des Ofenganges geschaffen ist. Die Regulierung des Luftzutrittes in die Regeneratoren mittels Tellerventilen oder Drosselklappen ist nämlich gleichfalls auf den ganzen Querschnitt nicht mit solcher Präzision zu erzielen, wie es wünschenswert wäre, wenn nur mit Zug gearbeitet wird.

Ein Regulieren des Gas- und Luftzutrittes mittels genannter Vorrichtungen, wenn beide Medien Überdruck besitzen, ist selbstverständlich möglich. Bei Anwendung der Zugwirkung allein ist jedoch ein eingebauter Schieber, ein Ventil oder eine Klappe nur ein Zughindernis und als solches nur ein roher Zugregelungsapparat. Ist dieser Apparat jedoch am Kopfe der Esse angebracht oder steht der Kamin mit einer Exhaustoranlage in Verbindung, dann ist eine empfindlichere Zugregelung auch ohne Überdruck der gasförmigen Stoffe in den Leitungen zu erreichen[1]).

---

[1]) Die erste auf dem Kontinente eingeführte derartige Vorrichtung stammt von Louis Prat und soll als Ersatz für die gewöhnlichen Schornsteine dienen. Sie umfaßt einen Ventilator, einen schornsteinartigen Drucktransformator und eine, diese beiden Teile verbindende,

Wird unter allen Umständen eine sichere Regulierung für den Regenerativgasofen gewünscht, so sollten die Primärluft sowohl als auch die Sekundärluft nur unter Druck zugeführt werden.

---

Für die Querschnittsbestimmungen sollen die speziellen Fälle herangezogen werden, welche Toldt in seinen „chemisch kalorischen Studien über Generatoren und Martinöfen“ angeführt hat.

1. Fall.

Pro 100 kg Kohle seien 361,26 kg Generatorgas von 300° C Temperatur und folgender Zusammensetzung erzeugt:

| | abs. Gew. | | | |
|---|---|---|---|---|
| $CO_2$ | 24,08 kg | : 1,96 = | 12,28 cbm |
| $CO$ | 98,37 „ | : 1,25 = | 78,70 „ |
| $CH_4$ | 0,69 „ | : 0,72 = | 0,96 „ |
| $H_2$ | 3,39 „ | : 0,09 = | 38,10 „ |
| $NH_3$ | 0,61 „ | : 0,76 = | 0,80 „ |
| $H_2S$ | 0,425 „ | : 1,52 = | 0,28 „ |
| $N_2$ | 211,63 „ | : 1,25 = | 169,30 „ |
| Luft | 3,90 „ | : 1,29 = | 3,02 „ |
| $H_2O$ | 18,165 „ | : 0,80 = | 22,71 „ |
| | 361,260 kg | | 326,15 cbm. |

Da das Gas beim Austritt aus dem Generator 300° C warm ist, wird das Volumen der Gase bei dieser Temperatur sein:

$$V_2 = V \cdot (1 + \alpha t)^{1)} = 326{,}15 \times 2{,}101 = 685{,}3 \text{ cbm.}$$

Es handelt sich nun darum festzustellen, in welcher Zeit diese ∼ 685 cbm Gas erzeugt werden, beziehungsweise wieviel Gas von 300° C Temperatur in der Sekunde den Querschnitt des Kanales passieren wird.

In 11 Stunden werden 29,27 q Kohle verbrannt, oder

---

mit Drosselklappe versehene Windleitung. Die Höhe der Pratschen Vorrichtung steht zur Höhe eines gleichwertigen Kamines im Verhältnisse 1 : 3.

[1]) Siehe Seite 45.

$29{,}27 \times 685$ cbm $= \sim 20\,300$ cbm Gas von $300^0$ C Temperatur erzeugt. Pro Stunde war die Gasentwicklung demnach $= 1845$ cbm, pro Minute $= 30{,}1$ cbm, pro Sekunde $= 0{,}05$ cbm.

Diese Gase nehmen bis zur Umsteuerung an Temperatur derart ab, daß sie mit $180^0$ C in die Umsteuerung eintreten. Das Volumen der pro Sekunde erzeugten Gase bei der Umsteuerung wird daher sein: $0{,}5 \cdot \frac{1{,}66}{2{,}10} = 0{,}40$ cbm.

Die Geschwindigkeit der Gase im Gaskanal, unmittelbar hinter dem Generator, soll nicht über 1,0 m pro Sekunde betragen; es berechnet sich demnach der kleinste Querschnitt mit $0{,}5 : 1{,}0 = 0{,}5$ qm.

Diese Dimensionen sollen noch für zwei andere Fälle berechnet und daraus die Maximalgeschwindigkeit festgesetzt werden.

Da der Querschnitt im Umsteuerungsgehäuse verhältnismäßig klein ist, wird eine Verjüngung des Kanalquerschnittes zur Umsteuerung am Platze sein. Es würde die Geschwindigkeit im Kanale also zunehmen müssen. Da aber die Temperatur der Gase abnahm und sich damit das Volumen verkleinerte, so wird diese Geschwindigkeitsvergrößerung nicht so bedeutend werden.

Bei der gleichen Geschwindigkeit wie früher würde der Querschnitt an der Umsteuerung betragen müssen $\frac{0{,}4}{1{,}0} = 0{,}4$ qm $= 0{,}4$ m breit und 1 m hoch.

Würde die Geschwindigkeit dort auf 1,5 m gestiegen sein, was zulässig ist, so müßte der Querschnitt sein: $\frac{0{,}4}{1{,}5} = 0{,}27$ qm $= 0{,}4 \times 0{,}7$ m (0,4 m Breite gewählt wegen der Befahrbarkeit des Kanales).

## 2. Fall.

100 kg Kohle geben nach dem gewählten Gewichtsverhältnisse und Zusammensetzung der Kohlensorten folgende Generatorgase:

| | abs. Gew. | | | |
|---|---|---|---|---|
| $CO_2$ | 23,48 kg | : 1,96 = | 11,98 | cbm |
| CO | 93,40 „ | : 1,25 = | 74,80 | „ |
| $CH_4$ | 0,92 „ | : 0,72 = | 1,28 | „ |
| $H_2$ | 2,44 „ | : 0,09 = | 27,11 | „ |
| $NH_3$ | 0,85 „ | : 0,76 = | 1,12 | „ |
| $H_2S$ | 0,52 „ | : 1,52 = | 0,34 | „ |
| $N_2$ | 228,31 „ | : 1,25 = | 182,65 | „ |
| Luft | 19,39 „ | : 1,29 = | 15,03 | „ |
| $H_2O$ | 23,11 „ | : 0,80 = | 28,88 | „ |
| | 392,42 kg | | 343,19 | cbm. |

Das Gas strömt mit einer Temperatur von 279° C aus dem Generator und mit 150° C in die Umsteuerung. Die Temperaturabnahme wird daher rund 130° C betragen.

Die Volumina sind: pro 100 kg Kohle: 343,19 cbm Generatorgas, pro 1980 kg Kohle: 6795,16 cbm Generatorgas (das gesamte verwendete Kohlenquantum).

| | | |
|---|---|---|
| Pro Stunde | 630,00 cbm | Generatorgas |
| „ Minute | 10,50 „ | „ |
| „ Sekunde | 0,18 „ | „ |

Dieses Volumen bei 280° C $= 0{,}18 \times 2{,}03 = 0{,}365$ cbm
„ „ „ 150° C $= 0{,}18 \times 1{,}55 = 0{,}28$ „

Der kleinste Querschnitt des Gaskanales beim Austritt aus dem Generator ist $\frac{0{,}365}{1{,}0} = 0{,}365$ qm $= 0{,}5 \times 0{,}75$ m.

Der Querschnitt des Gaskanales vor der Umsteuerung darf sein: $\frac{0{,}28}{1{,}5} = \sim 0{,}19$ qm $= 0{,}4 \times 0{,}5$ m. Man darf diese Verminderung des Kanalquerschnittes von 0,365 qm auf 0,19 qm unbedenklich vornehmen. Unter dieses Maß jedoch soll man nicht gehen, da sonst der Kanal unbefahrbar wird, was, nebenbei bemerkt, bei 0,40 m Breite an sich schon sehr schwer ist; besser würde es sein 0,55 m Breite und eine Höhe nicht unter 0,6 m zu wählen, auch wenn dadurch der Querschnitt des Kanales an sich größer als berechnet ausfallen würde.

Die Erweiterung ist übrigens schon deshalb angezeigt, weil man auf die Verteerung Rücksicht zu nehmen hat, welche bei lang andauerndem Betriebe einen guten Teil des Querschnittes verlegt. An passender Stelle wird man weiter sog. Teersenken anbringen, gegen welche der Boden des Kanales geneigt ist.

3. Fall.

100 kg der in 8 Stunden 30 Minuten vergichteten 32,14 q = 3214 kg Kohlen geben Generatorgase:

| | | | abs. Gew. | | |
|---|---|---|---|---|---|
| $CO_2$ | 35,37 | kg | : 1,96 = | 18,10 | cbm |
| $CO$ | 103,68 | „ | : 1,25 = | 84,90 | „ |
| $CH_4$ | 0,63 | „ | : 0,72 = | 0,87 | „ |
| $H_2$ | 3,29 | „ | : 0,09 = | 36,70 | „ |
| $NH_3$ | 0,12 | „ | : 0,76 = | 0,16 | „ |
| $H_2S$ | 0,12 | „ | : 1,52 = | 0,08 | „ |
| $N_2$ | 253,50 | „ | : 1,25 = | 203,00 | „ |
| Luft | 4,81 | „ | : 1,29 = | 3,72 | „ |
| $H_2O$ | 16,76 | „ | : 0,80 = | 20,80 | „ |
| | 418,28 | kg | | 368,33 | cbm. |

Das Gas hat beim Verlassen des Generators eine Temperatur von 282,4° C, beim Eintritt in die Umsteuerung eine solche von 164,2° C.

Die Temperaturdifferenz ist der Temperaturverlust in der Leitung 118,2° C.

Die Volumina werden sein:

pro 100,00 kg Kohle 368,33 cbm
„ 32,14 q „ 11507 „
(das gesamte verbrauchte Kohlenquantum).

| | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Pro | Stunde | werden erzeugt | | 1344,0 | cbm | Generatorgas |
| „ | Minute | „ „ | | 22,4 | „ | „ |
| „ | Sekunde | „ „ | 0,38 ∽ | 0,4 | „ | „ |

Dieses Volumen bei rund 280° C = 0,40 × 2,03 = 0,81 cbm
„ „ „ „ 165° C = 0,40 × 1,60 = 0,64 „ .

Der Querschnitt berechnet sich bei den vorigen Geschwindigkeiten:

beim Austritt aus

dem Generator zu: $\frac{0,81}{1,0} = 0,81 \text{ cbm} = 0,81 \times 1,0 \text{ m}$

beim Eintritt in

die Umsteuerung $\frac{0,64}{1,5} = 0,43 \text{ cbm} = 0,55 \times 0,8 \text{ m}.$

Die Querschnitte sind daher in den drei Fällen:

| | 1. Fall | 2. Fall | 3. Fall |
|---|---|---|---|
| vor dem Generator . . . | 0,5 cbm | 0,37 cbm | 0,81 cbm |
| „ der Umsteuerung . . | 0,40 „ | 0,19 „ | 0,64 „ . |

Der dritte Fall ist ein ganz außergewöhnlicher gewesen und daher nicht als maßgebend zu bezeichnen; der zweite Fall hingegen ist ein normaler, und können wir demnach die anfangs angenommenen Geschwindigkeiten als zutreffend akzeptieren.

Nach Prof. Soltz liefert

| | |
|---|---|
| 1 kg Steinkohle . . . . . . . | 5,4 kg Gas |
| 1 „ Braunkohle . . . . . . . | 4,0 „ „ |
| 1 „ jüngere Braunkohle bis Torf | 3,4 „ „ |
| 1 „ Brennholz . . . . . . . | 2,8 „ „ |

Nach Prof. Akerman erzeugt

| | | |
|---|---|---|
| 1 kg Holz . . . | 1,844 kg = | 1,543 cbm Gas |
| 1 „ Holzsubstanz | 2,612 „ = | 2,185 „ „ |
| 1 „ C im Holz . | 5,066 „ = | 4,239 „ „ |
| 1 cbm Holz . . . | | 576,000 „ „ |

| | | | |
|---|---|---|---|
| 100 kg Holz | benötigen 148 cbm Luft | und geben 220 cbm Gas |
| 100 „ Torf | „ 170 „ „ | „ „ 252 „ „ |
| 100 „ Steinkohle | „ 290 „ „ | „ „ 370 „ „ |

wobei immer trockener Brennstoff und trockenes Gas von 0° C Temperatur bei 760 mm Barometerstand vorausgesetzt sind.

Für unsere Fälle berechnet sich:

| | |
|---|---|
| 361,26 kg Gas des ersten Falles | = 326,15 cbm |
| 392,42 „ „ „ zweiten „ | = 333,13 „ |
| 418,28 „ „ „ dritten „ | = 368,33 „ |
| 1171,96 kg Gas aller drei Fälle | = 1027,61 cbm, |

folglich wird im Durchschnitt 1 kg Gas $= \frac{1027,61}{1171,96} = 0,875$ cbm entsprechen oder

1 kg der Kohlenmischung wird 3,94 kg Gas, d. i.
3,42 cbm „ ergeben.

Nach Prof. Ledebur liefert

| | |
|---|---|
| 1 kg Steinkohle . . . . . . . | 6,102 cbm Gas |
| 1 „ Braunkohle . . . . . . . | 4,520 „ „ |
| 1 „ jüngere Braunkohle bis Torf | 3,842 „ „ |
| 1 „ Brennholz . . . . . . . | 3,164 „ „ |

1 kg Steinkohle mit 20 bis 25 % Luftüberschuß bei 0° Temperatur 11 cbm und bei 1200° Temperatur 48,3 cbm Gas.

---

Um den Gaskanal ausbrennen zu können, empfiehlt es sich, eine direkte Verbindung zwischen Gaskanal und Esse herzustellen. Diese Verbindung muß gut abschließbar sein; ebenso muß auch an anderen Stellen für einen guten Abschluß gesorgt werden. Die bequemsten Absperrorgane sind Tellerventile, mit Sand- oder Wasserabdichtung. Gewöhnliche Eisenbleche tun als horizontale Schieber ebenfalls gute Dienste. Man kann sie in einer Nut des Mauerwerkes verschiebbar machen. Auch ein vertikales Blech genügt, wobei die Nut im Mauerwerk, in welcher das Blech gleitet, mit Ton oder Lehm verschmiert wird. Man wendet auch zwei solche Schieber an und stellt den gasdichten Abschluß durch Ausfüllung des Raumes zwischen den beiden Schiebern mit feuchtem Sand her. Drosselklappen dagegen versagen oft, weshalb von deren Anwendung nur abzuraten ist.

Gut ist der Wasserverschluß von J. W. Wailes, da er

rasch herzustellen ist, wobei das Wasser in der Leitung gleichzeitig eine gewisse Sicherheit bei Explosionen bilden würde. Um den Abschluß herzustellen, läßt man den Tümpel voll Wasser laufen. Um den Schieber rasch zu öffnen, braucht man nur das Wasser abzulassen. Ein beweglicher Bodenkasten würde den Abschluß oder das Öffnen der Leitung noch rascher besorgen.

Als Nachteil dieser Anordnung könnte das auf Seite 187 Gesagte angeführt werden. Außerdem hat man damit zu rechnen, daß sich über dem Wasser im Bodenkasten eine Teerschicht ansammeln wird.

Ferner kommt hier noch nachstehende, durch einen Fall aus der Praxis bestätigte Tatsache in Betracht. Ein kleiner Schweißofen, dessen Essenkanalsohle unter dem Niveau eines nahen Baches lag, konnte nicht in guten Gang gebracht werden. Der Boden des Essenkanals war immer feucht, die Essengase heiß, die Verdampfung im Kanale eine bedeutende.

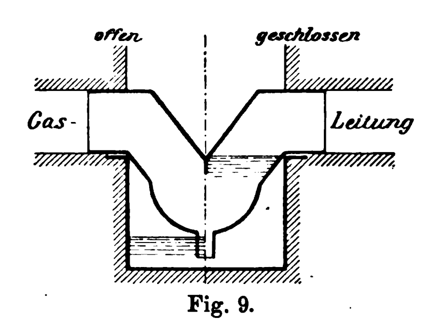


Fig. 9.

Nachdem der Kanal trocken gelegt worden war, konnte der Betrieb des Ofens anstandslos durchgeführt werden; ja es stellte sich sogar eine Brennstofferspanis von 50% ein. Dieser Fall beweist, daß bei Entwürfen von Gasventilen mit Wasserverschluß eine Berührung heißer in Bewegung befindlicher Gase mit einer größeren Wasserfläche zu vermeiden ist. Es empfiehlt sich daher, den Wasserzutritt wie auch die Wasserdichtung nur durch einen schmalen Spalt zu bewerkstelligen, wie Fig. 9 zeigt. Dieser Schlitz wird mit der Zeit sich so mit Teer füllen, daß dadurch eine direkte Berührung der Gase mit reinem Wasser in den meisten Fällen ausgeschlossen sein wird.

### 3. Umsteuerungsvorrichtung.

(Tafel 4 und Tafel 3, Fig. 6—8.)

Eine eingehendere Besprechung dieses Gegenstandes würde zu weit führen; es sollen deshalb nur einige Konstruktionen erwähnt und mit wenigen Worten deren Dimensionierung behandelt werden.

Die alte Klappenumsteuerung von Siemens ist bekannt; eine neuere, heute häufig angewendete Umsteuerungsvorrichtung ist jene mit Glocken oder Hauben (Taf. 3, Fig. 6 bis 8). Der untere fest eingemauerte Kasten *d*, *c* hat vier durch zwei aufeinander senkrechte, sich im Mittelpunkt des kreisrunden Kastens treffende glatte Wandungen gebildete Abteilungen; oben ist der Kasten offen; über ihm ruht eine Glocke *f*, *e*, welche durch eine diametral angeordnete Scheidewand in zwei Teile zerlegt ist. Diese Wand steht immer auf einer der beiden Wände des Unterkastens und stellt auf diese Weise die nötigen Verbindungen her. Diese Umsteuerung gehört unbedingt zu den besten Konstruktionen; sie schließt selbst nach sehr langem Betriebe noch dicht. Übrigens wird der untere Teil dieser Umsteuerung häufig gemauert, wie dies aus den Fig. 1 u. 2, Taf. 4, einer Variante der Fig. 6 bis 8, Taf. 3 ersichtlich ist. Eine dritte Konstruktion ist die Hahnumsteuerung Taf. 4, Fig. 7 u. 8, welche den Vorteil hat, daß das Auf- und Absteigen der Generatorgase, der Luft und der Verbrennungsgase entfällt. In Fig. 7 u. 8 bezeichnet *a* das Gasventil, *b* das Luftventil, $f_1$ den ersten und *f* den zweiten Luftregenerator sowie *e* den Kanal von letzterem zum Luftventil *b*. Ferner befindet sich bei *g* die Gaseinströmung, und *d* und d sind die Belastungsgewichte, welche verhindern, daß sich die stark konischen Hahnhülsen festschleifen.

Von diesen drei Umsteuerungstypen erscheint mir die Glockenumsteuerung, Fig. 1 u. 2, Taf. 4, als die beste.

Bezüglich der Details der Umsteuerungs- oder Umschaltvorrichtungen sei auf Dürres „Anlage und Betrieb

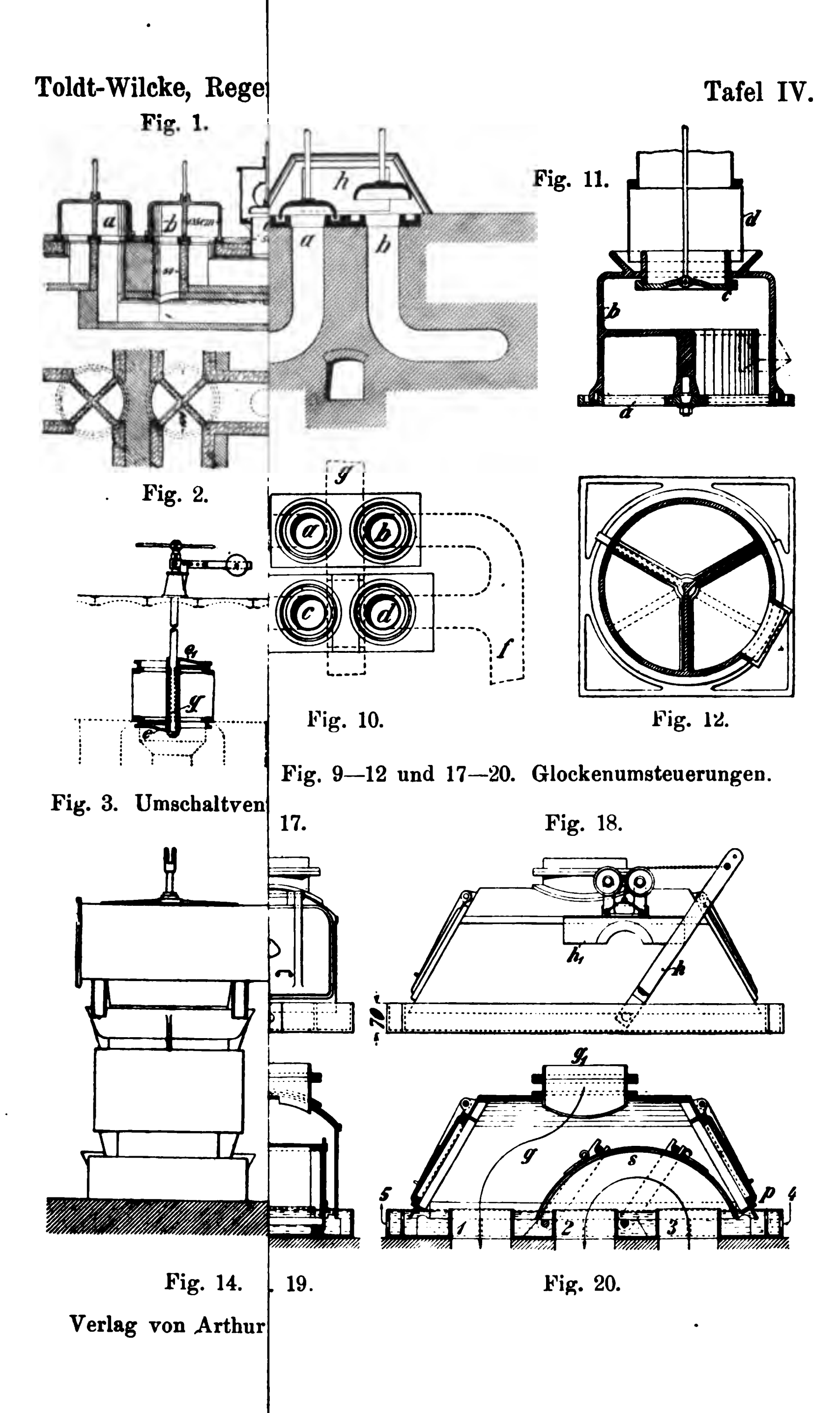



Fig. 1.

Fig. 2.

Fig. 3. Umschaltven

Fig. 10.

Fig. 11.

Fig. 12.

Fig. 9—12 und 17—20. Glockenumsteuerungen.

17.

Fig. 18.

Fig. 14.

19.

Fig. 20.

Verlag von Arthur

der Eisenhütten" und Ledeburs Werk „Die Gasfeuerungen für metallurgische Zwecke" verwiesen.

Der Kanalverschluß von J. W. Wailes, Fig. 14 bis 16, Taf. 4, könnte, und wurde auch bereits, als Umschaltvorrichtung verwendet, indem man vier Wailessche Gasverschlüsse kombinierte.

Die neueste Konstruktion von Wailes, ist nach „Iron and Coal Trades Review" in Fig. 13 auf Taf. 4 dargestellt. Dort bezeichnet *a* den Konus, *b* die Glocke und *c* den als Wasserschale ausgebildeten Grundring, welchem das Wasser durch ein Rohr *d* zufließt und aus dem es durch einen Überlauf erwärmt wieder abströmt.

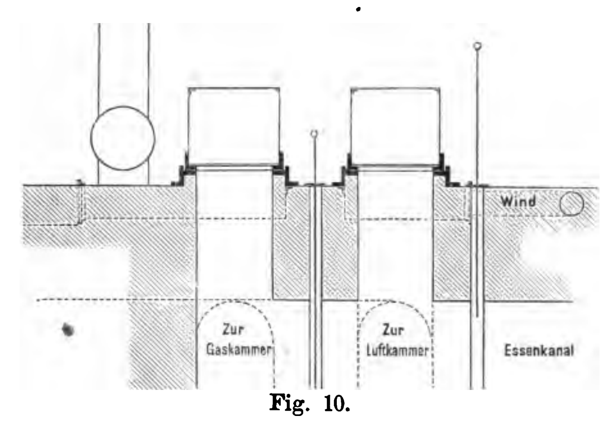



Fig. 10.

Eine Umsteuerungsvorrichtung mit Schiebern, welche jenen einer Schieberdampfmaschine ähneln, und deren Bewegung hydraulisch oder durch Druckluft erfolgt, geben die Textfiguren 10 bis 12 wieder. Sie ist von Schmidhammer konstruiert und in ihrer Einrichtung aus den Skizzen ohne weiteres verständlich.

Samuel T. Mellmann und Harry Hyath in Cleveland (Ohio) ließen sich eine Vorrichtung zum Öffnen und Schließen von Luft- und Gasventilen bei Öfen durch hydraulische Einrichtung patentieren; diese besitzt einfache Tellerventile und arbeitet infolge Anwendung von Preßwasser genau so ruhig wie die vorbeschriebene.

Im Eisenwerk Witkowitz wurden die Umsteuerungsvorrichtungen an den Regenerativöfen anfangs ebenfalls nach Fig. 10 bis 12, also als Muschelschieber ausgeführt; doch sind im neuen Stahlwerke bei einigen Öfen drehbare Generatoren aufgestellt, so daß die eine Hälfte (die für Gas) der Umsteuerungsvorrichtung wegfallen konnte. Übrigens dürfte es, wenn nicht

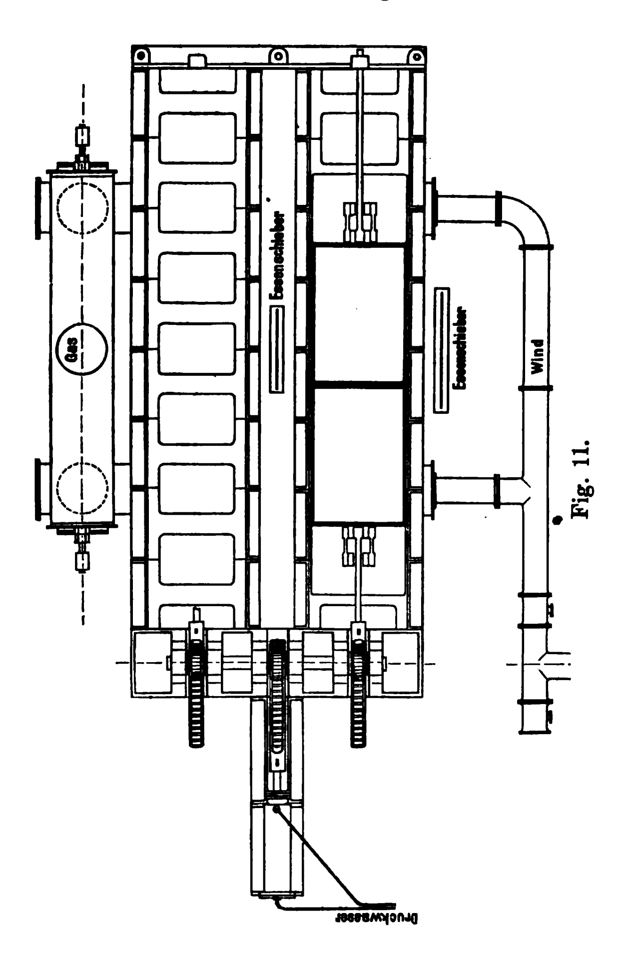



Fig. 11.

besondere Umstände dazu zwingen, und dies wird allerdings gelegentlich der Fall sein, einfacher sein, die Gasglocke oder

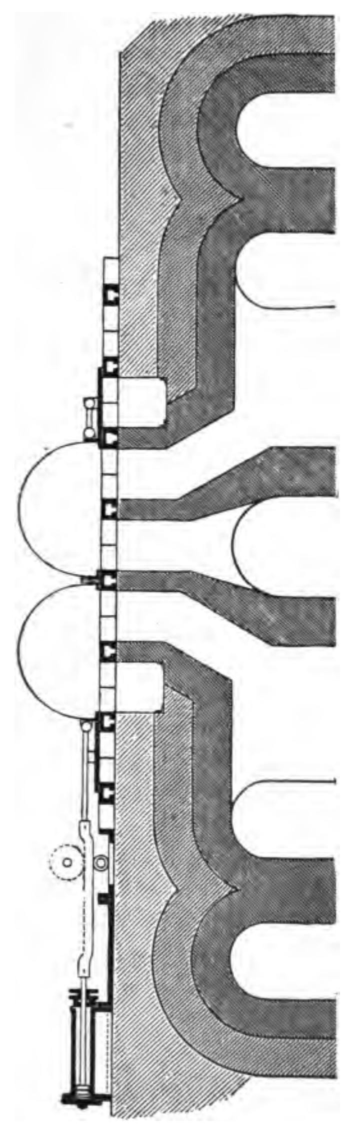


Fig. 12.

den Hahn der Umsteuerung zu drehen, statt den Generator.

Ein Umschaltventil für Gase mit durch eine Scheidewand in zwei Kammern geteiltem Gehäuse brachte unter Schutz des Patentes 167806 Paul Esch in Duisburg zur Einführung. Das Ventil ist dadurch gekennzeichnet, daß zwei Drehschieber durch eine Achse derart verbunden sind, daß der eine an diesem, der andere an jenem Ende des Gehäuses sich befindet und jeder von ihnen immer eine der Kammern verschließt. Bei der in Fig. 3, Taf. 4, skizzierten Ausführungsform des Ventiles ist der eine ($e_1$) der Schieber auf der Achse $g$ verschiebbar, der andere ($e$) dagegen fest. Ebenso wird der Schieber $e_1$ durch das eigene oder ein besonderes Gewicht unmittelbar, der $e$ dagegen mittels eines auf die Achse $g$ hebend wirkenden Gewichtshebels oder dergleichen gegen seinen Sitz gedrückt.

In amerikanischen Eisenwerken wendet man seit 1899 mit Vorliebe das durch Fig. 17 bis 20, Taf. 4, veranschaulichte Wechselventil mit Wasserverschluß an. Das Ventil

besteht in der Hauptsache aus einer trogartigen Platte *p* und dem muldenartigen Deckelgehäuse *g*, welch letzteres sich auf die Platte *p* aufsetzt. Diese enthält drei Öffnungen (1, 2, 3), in der Mitte (2), den Abzug zum Schornstein und an den Seiten, die Öffnungen (1, 3), welche die Verbindung mit den Ofenkammern herstellen.

Das Kühlwasser tritt bei 4 in die Platte ein, füllt diese 60 mm hoch an und fließt erwärmt bei 5 wieder ab. An den Deckel *g* schließt sich die Zuleitung $g_1$ für Gas; außerdem besitzt er zwei dicht schließende Klappen zum Befahren.

Ein haubenartig gebogener Schieber *s* aus Stahlblech wird durch vier Gabeln *h* schwebend getragen und verbindet, wenn man ihn entsprechend verschiebt und dann senkt, einmal den Kanal 3, das andere Mal den 2 mit dem Schornsteinzuge 1. Damit das Verschieben der Haube leichter ausgeführt werden kann, ist ein Gegengewicht $h_1$ vorgesehen. Die Drehachsen der Gabeln *h* liegen noch unter Wasser, so daß keine Stopfbüchsen gebraucht wurden.

Interessant ist es zu wissen, daß die Maschinenbau-Aktiengesellschaft Tigler in Meiderich a. Rh. die Glockenkonstruktion Fig. 17 bis 20, Taf. 4 mit einer Einrichtung zum selbsttätigen Schließen und Öffnen des Gaseinlaßventiles während des Umlegens der Ventilglocke versehen hat. Diese unter Nr. 166271 patentierte Einrichtung basiert darauf, daß die Glocke durch ihr Gewicht in den beiden Endlagen auf ein Stellwerk wirkt, welches das durch ein zweites mit dem ersten verbundenes Stellwerk einstellbare Gaseinlaßventil in der durch dieses letztere eingestellten Lage festhält. Während des Umlegens dagegen gibt es deren Stellwerk frei, so daß das Gaseinlaßventil sich durch sein Eigengewicht von selbst schließen kann, um so Verluste von Gas beim Umlegen sicher zu verhüten.

Das Gas- und Luftregulierungs- und Umschaltventil System Türk (D.R.P. 133652), Fig. 11 u. 12, Taf. 4, gehört zur Klasse der Glockenumsteuerungen und unterscheidet sich von den gleichartigen älteren Ausführungen im wesentlichen

dadurch, daß die Gas- bzw. Lufteinströmung durch eine in der oberen Begrenzungsfläche der Glocke *b* angebrachte Öffnung *c* ersetzt wird. Als unmittelbare Folge davon ergab sich die Dreiteilung des Wechselkreuzes, das bisher bekanntlich vierteilig sein mußte. Ferner wurde der Gasabschluß bzw. die Gasregulierung in das Reversierorgan verlegt und damit der schädliche Raum zwischen Reversier- und Absperrorgan beseitigt. Außerdem ist durch Einschaltung eines Wasserverschlusses *a* eine rasch lösliche Verbindung zwischen der Gaszuleitung und der Umschaltvorrichtung geschaffen und damit gleichzeitig eine leichte Entfernung der Kondensationsprodukte ermöglicht worden, während die an der Glocke angebrachte verschließbare Öffnung eine Abkühlung der Glocke bei kurzen Betriebsstillständen erlaubt.

Der Wert der Konstruktion liegt vor allem darin, daß sie einfach ist und eine Umschaltung der Glocke nur nach vorhergegangener Absperrung der Gase möglich ist; ebenso fehlen in dem von den heißen Gasen bestrichenen Glockenraume jedwede beweglichen Teile; endlich erübrigt sich hier innerhalb des Reversierorganes der Einbau eines besonderen Teer- und Wasserabscheiders.

Schließlich sei noch auf die Albert Fischer in Oberhausen patentierte Ventilanordnung für Regenerativöfen hingewiesen (Fig. 9 u. 10, Taf. 4), bei der die beiden Zugangsventile *a*, *b* für das Betriebsgas und die beiden Abgangsventile *c*, *d* für das Abgas je in einem gemeinschaftlichen geschlossenen Gaskasten *h* untergebracht sind, um Gasverluste beim Umschalten zu vermeiden.

Um das bei Siemens-Regenerativöfen vor dem Umschalten in der einen Regeneratorkammer stehende brennbare Gas mit Hilfe von Rauchgas in den Ofen zu drängen, konstruierte Adalbert Kurzwernhart in Wien die ihm unter Nr. 167 711 patentierte Umschaltvorrichtung. Diese kennzeichnet sich dadurch, daß eine Saug- und Druckvorrichtung, z. B. ein Gebläse *v*, durch ihr Saugrohr *s* mit einem oder mehreren Rauchkanälen *r*, Fig. 4 bis 6, Taf. 4, verbunden ist und ihr Druckrohr *d* tunlichst unmittelbar hinter

der Gasabsperrvorrichtung eines oder mehrerer Öfen einmündet. Dabei soll eventuell eine Wechselklappe *w* (Ausführung Fig. 6) als Gasabsperrvorrichtung angeordnet sein; geht das nicht, und besitzt das zur Anwendung gekommene Saug- und Druckwerk (Exhaustor oder Ventilator) nicht selbst ein bei Ruhelage desselben von der Gaszuleitung absperrendes Druckventil, so soll in die Saug- oder Druckleitung der Saug- und Druckvorrichtung ein von Hand zu betätigendes Absperrventil *a* eingeschaltet werden (Ausführung Fig. 5). An dessen Stelle endlich soll eventuell auch ein selbsttätig wirkendes Rückschlagsventil 2 treten (Ausführung Fig. 4).

Die den Gas- und Rauchkanälen vorgeschaltete Wechselklappe wird durch die Einrichtung, wie die Figuren erkennen lassen, nicht berührt.

---

Was die Dimensionen der Umschaltvorrichtung betrifft, so lassen es diese wünschenswert erscheinen, wenn eine weitere Verjüngung des Querschnittes nicht stattfindet. Leider aber ist es nicht immer angängig, den letzten Querschnitt der Generatorgasleitung beizubehalten, weil dann die Umschaltvorrichtung zu groß ausfallen würde; im Gegenteil ist man, um diesen Übelstand zu vermeiden, oft genug genötigt, sogar eine Verminderung des Querschnittes vorzunehmen. Es soll jetzt untersucht werden, wie groß eine Glockensteuervorrichtung werden müßte, wenn der oben berechnete Querschnitt für die Generatorgase adoptiert werden würde.

Der einzelne Querschnitt war 0,5 qm; da vier solche Querschnitte in der Umsteuerung Platz finden müssen, wäre die Fläche der Glocke mindestens $4 \times 0{,}5 = 2{,}0$ qm zu wählen. Der Durchmesser würde sein:

$$2\,\text{qm} = \frac{d^2\pi}{4}, \text{ also } d^2 = \frac{8}{3{,}14} = 2{,}54 \text{ und}$$
$$d = \sqrt{2{,}54} = 1{,}6 \text{ m.}$$

Das wäre allerdings ein ziemlich bedeutender Durchmesser, aber er ist immerhin noch zulässig. Da jedoch bei größerer Produktion des Ofens die Umschaltvorrichtung von noch größeren Gasmengen passiert werden wird, so ist es klar,

daß, sobald diese Grenzdimension überschritten werden müßte, eine Verminderung des Kanalquerschnittes vorzunehmen wäre.

Anders ist es bei der Umsteuerung mit Muschelschiebern. Der Querschnitt des Kanals sei hier ein quadratischer mit 0,75 m Seitenlänge, so wird sich die Höhe des Umsteuerungsschiebers mit $0{,}75 \times 0{,}75 = 0{,}56$ qm, also mit 0,75 m ergeben und ohne Anstand ausgeführt werden können.

Eine Steigerung der Geschwindigkeit von Gas und Luft an dieser Stelle wird übrigens kaum je nachteilig wirken, obgleich die Änderung der Geschwindigkeiten nach beiden Seiten einer idealen Gasbewegung im Ofen nicht entspricht. Schon bei Besprechung der Bewegung gasförmiger Medien in Leitungen wurde darauf hingewiesen, daß die Geschwindigkeiten in eisernen Leitungsrohren größer sein können als in gemauerten Kanälen. Ebenso wurde konstatiert, daß die Temperaturabnahme, welche die Gase in den Eisenleitungen erfahren, eine Volumenverminderung zur Folge hat, und daß schon aus diesem Grunde eine Erhöhung der Geschwindigkeit zulässig ist. Geschwindigkeiten von 3 bis 5 m in den Umsteuerungen kann man ruhig zulassen.

In Martinhütten läßt man das Luftzuführungsrohr gern im Freien enden, weil die Luft der Martinhütte[1]) häufig weniger O enthält, als in der Atmosphäre nachgewiesen

---

[1]) Jüptner und Toldt haben in der Luft des Hüttenraumes verschiedene Male statt 23 Gewichtsteilen Sauerstoff nur 22 gefunden. Nimmt man an, daß diese Gewichtsänderung die Folge der Oxydation flüssiger und glühender Materialien ist, so wird der Rest 78 % Stickstoff sein.

12 kg C zu $CO_2$ verbrannt, benötigen 32 Sauerstoff,
100 „ „ „ „ „ „ 26,7 „

Wenn 22 Gewichtsteile Sauerstoff 78 kg Stickstoff entsprechen, so wird man zur Verbrennung von 100 kg C noch 936 kg Stickstoff mitnehmen müssen.

Enthält die Luft 23 kg Sauerstoff, so werden 905 kg Stickstoff nötig sein, das heißt 31 kg N pro 100 kg C weniger. Verbrennt man 2500 kg Kohle mit einem Kohlenstoffgehalt von 65 %, so daß 1625 kg C zu verbrennen sind, so wird man $16{,}25 \times 31{,}21 = 503{,}75$ kg N mehr als nötig mitschleppen müssen. Der Stickstoff wird auf 300° C Essengastemperatur

wird; dies rührt insbesondere von der Oxydation des glühenden Einsatzes, wie auch des flüssigen Stahles, der heißen Schlacke, her[1]).

**4. Kanäle von der Umsteuerung zu den Regeneratoren.**

Die Dimensionierung dieser Kanäle wurde bereits auf Seite 196 angedeutet. Es handelt sich jetzt nur noch darum, festzustellen, ob der Luftkanal den gleichen Querschnitt besitzen muß, wie ihn der Gaskanal haben muß, oder, etwas anders ausgedrückt, ob die Geschwindigkeit der Luft im Luftkanal jener des Gases im Gaskanal gleich sein soll. Hierzu ist zu beachten, daß die Luft stets höher temperiert, wie das Gas zur Verbrennung im Herde gelangen soll. Da sie aber mit der Temperatur des Hüttenraumes in die Umsteuerungsvorrichtung eintritt, so gelangt sie kälter zum Regenerator wie das Generatorgas, welches in den oben angezogenen (vgl. Seite 219 bis 224) Fällen 180° C, 150° C und 164,2° C warm war. Es muß demnach im Regenerator eine stärkere Erhitzung der Luft verglichen mit jener des Gases stattfinden, was nur dadurch möglich ist, daß man die Geschwindigkeit der Luft herabmindert und ihr so einen längeren Aufenthalt in den Wärmespeichern ermöglicht.

A. Blezinger hält es für angezeigt, auch die Luft auf 800° C zu bringen, wenn das Gas auf diese Temperatur erhitzt wurde.

Greift man wieder auf die oben angezogenen Fälle zurück,

---

gebracht werden, und da die spezifische Wärme dieses Gases = 0,244 ist, wird der Essenverlust sein:

$$504 \times 0{,}244 \times 300 = 37000 \text{ Kalorien.}$$

Von sonstigen Verlusten sei hier gar nicht gesprochen; doch sei hervorgehoben, daß eine Erhöhung der Essengastemperatur durch das größere Gasvolumen eintreten kann, wodurch der Essenverlust wesentlich hinaufgetrieben werden wird.

[1]) Dasselbe hätte sich übrigens auch schon bei Besprechung des Generators sagen lassen; auch dort tritt nämlich nicht reine Luft unter den Rost, sondern Luft, welche mit Kohlensäure und ähnlichen schädlichen Gasen geschwängert ist. Nur bei Gebläsegeneratoren geht reine Luft zum Rost, was als großer Vorteil zu bezeichnen ist!

so findet man für den ersten Fall, wo das auf 180° C erhitzt zuströmende Generatorgasquantum pro Sekunde = 0,40 cbm war, daß bis zum Regenerator bereits eine Temperaturabnahme stattfinden muß. Jüptner und Toldt haben die Temperaturen des Gases vor Eintritt in den Regenerator gemessen und zu 550° C gefunden. Die Temperaturerhöhung stellt sich demnach auf 550 — 180 = 370° C.

Wie stellt sich nun die Temperaturerhöhung der Luft? Den Weg und die Temperaturänderungen der Luft betrachtend, findet man, daß die Luft mit niedrigerer Temperatur als das Gas in die Umsteuerungsvorrichtung einströmen wird, daher auch weniger hoch temperiert in die Regeneratoren gelangt. Soll die Luft mit gleicher, wenn nicht höherer Temperatur als das Gas in den Ofen einströmen, so muß der Regenerator derart bemessen sein, daß eine größere Temperaturaufnahme vor sich gehen kann. Die Verbrennungsgase strömen mit der gleichen Temperatur in beide Regeneratoren ein; da aber der Luftschlitz größer ist als der Gasschlitz, so wird mehr Gas in den Luftregenerator eintreten als in den Gasregenerator, die Schlitze sind den Volumina entsprechend gewählt; es wird somit die Aufenthaltszeit der Verbrennungsgase im Luft- wie im Gasregenerator gleich sein. Da nun auch die Temperaturabnahme dieselbe ist, so wird das Verbrennungsgas aus dem Luft- und Gasregenerator gleich temperiert ausströmen. Gas- und Luftkanal werden daher gleiche Temperaturen besitzen. Aus diesem Grunde darf man annehmen, daß auch die Luft auf dem Wege von der Umsteuerungsvorrichtung zum Regenerator eine Zunahme der Temperatur um 370° C zeigen wird.

Die Temperatur der einströmenden Luft war gleich rund 24° C.

Die Temperatur der Luft beim Eintritt in den Regenerator wird daher sein: 24 + 370 = 394° C.

Die Menge der Verbrennungsluft war = 754,145 kg.

Da 1 cbm Luft unter den obwaltenden Verhältnissen 1,093 kg wiegt, wird das Luftquantum sein:

$$754,145 : 1,093 = 689,98 \text{ cbm.}$$

Da im ganzen 29,27 q verbrannt wurden, sind in der Zeit von 11 Stunden (Dauer des Versuches)

$$689{,}98 \times 29{,}27 = 20195{,}71 \text{ cbm nötig.}$$

Der stündliche Verbrauch an Verbrennungsluft ist demnach . . . . . . . . . . . . = 1835,97 cbm.
Der Verbrauch an Verbrennungsluft in der Minute ist . . . . . . . . . . . . = 30,69 „
Der Verbrauch an Verbrennungsluft in der Sekunde ist . . . . . . . . . . . . = 0,512 „

Das pro Sekunde nötige Luftquantum bei 24° C Temperatur ist = 0,56 cbm.

Die Dimensionen der Kanäle waren:

| | | |
|---|---|---|
| Gaskanal . . . . | 532 × 553 mm | = 0,296 qm, |
| Luftkanal . . . . | 632 × 553 „ | = 0,349 „ |
| Gas- und Luftkanal zusammen | | = 0,645 „ |

An der Umsteuerungsvorrichtung stellen sich die Volumina pro Sekunde für Gas auf 0,40 cbm und für Luft auf 0,56 cbm.

Die Geschwindigkeit für Gas wird dort sein = 1,36 m und für Luft = 1,60 m. Da diese Geschwindigkeiten sehr nahe aneinander liegen und auch kein Grund vorhanden ist, die beiden Zahlen nicht gleich zu setzen, möge für Gas und Luft eine Geschwindigkeit von 1,5 m gewählt werden.

Bei der Einströmung in die Regeneratoren ändert sich das Volumen des Gases bei 550° C nach einer Temperaturzunahme von 370° C pro Sekunde in 0,73 cbm und für Luft bei 394° C nach einer Temperaturzunahme von 370° C pro Sekunde in 1,31 cbm.

Die Geschwindigkeiten werden sein für Gas = 2,47 m und für Luft = 3,80 m.

Auch hier ist also, da die Temperaturzunahme in beiden Fällen dieselbe ist, das Verhältnis der Geschwindigkeiten gleich.

Hält man die Geschwindigkeiten für Gas wie Luft mit 1,6 m bzw. 3,8 m fest, so berechnet sich der Querschnitt an diesen Stellen für Gas auf: 0,40 cbm (Gas): 1,4 m (Geschwindigkeit) = 0,367 qm.

Die Fläche des Querschnittes von der Umsteuerung war mit 0,34 qm berechnet worden, so daß die gewählten Geschwindigkeiten beibehalten werden können.

---

Im zweiten Falle strömen in der Sekunde 0,28 cbm Generatorgas von 150° C Temperatur aus der Umsteuerung. Bis zum Regenerator wird das Gas auf 400° C erhitzt; demnach stellt sich die Temperaturdifferenz auf 250° C.

Die Temperatur der zuströmenden Luft ist = 26,8° C, rund 27° C. Die Temperatur der Luft vor dem Regenerator wird sein = 277° C.

Die Luftmenge ist = 795,694 kg.

1 cbm Luft wiegt unter den obwaltenden Verhältnissen 1,102 kg. Daher wird die Luftmenge in Kubikmetern sein: = 795,694 : 1,102 = 722,06 cbm.

In 10 Stunden 30 Minuten wurden 19,8 q = 1980 kg Kohle verbrannt.

Das Gesamtluftquantum ist daher: 722,05 × 19,8 = 14296,79 cbm,

| | | |
|---|---|---|
| „ Luftquantum pro Stunde | . . . . . . = | 1361,6 „ |
| „ „ „ Minute | . . . . . . = | 22,69 „ |
| „ „ „ Sekunde | . . . . . . = | 0,378 „ |
| Dieses Luftquantum bei 27° C Temperatur | . = | 0,4 „ |
| „ „ „ 277° „ „ | . = | 0,8 „ |
| Das Gasvolumen „ 150° „ „ | . = | 0,28 „ |
| „ „ „ 400° „ „ | . = | 0,36 „ |

Wenn man annimmt, daß die Kanäle genau so dimensioniert sind, wie die des vorigen Falles, so erhält man für Gas und Luft Geschwindigkeiten, die gegen die im ersten Falle ganz bedeutend zurückstehen, nämlich:

| | hinter der Umsteuerung | vor dem Regenerator |
|---|---|---|
| für Gas . . . . | 0,94 „ | 1,20 m |
| „ Luft . . . . | 1,28 „ | 2,0 „ |

Vergleicht man die Betriebsdaten der beiden Versuche, so findet man, daß beim ersten Versuch 62,81 kg, beim zweiten Versuch 38,14 kg nasser Kohle pro 100 kg Erzeugung auf-

gewendet wurden. Das letztere Ergebnis ist ein günstiges; warum es jenes des ersten Versuches übertrifft, soll hier nicht untersucht werden; es sei nur angeführt, daß die Feuchtigkeit der Kohle pro 100 kg Erzeugung im ersten Falle = 11,21 kg, im zweiten = 4,06 kg war, und daß dies jedenfalls viel dazu beigetragen hat, die Gasmenge zu vermehren.

Die Temperaturen waren im zweiten Falle höher, was auch ein größeres Gas- und Luftvolumen bedingt. Sie betrugen beispielsweise für flüssigen Stahl im ersten Falle 1600° C, im zweiten 1410° C. Es bestand also eine Differenz von 190° C, welche eine Vermehrung

$$V_1 = V \cdot (1 + 0{,}00366 \times 190) = V \times 1{,}6954$$

des ursprünglichen Volumens veranlaßte.

Da sich bei höheren Temperaturen die Molekel schneller bewegen, so kann auch dem Gase in der Leitung eine raschere Bewegung zugemutet werden; diese wird, nach dem der höheren Temperatur entsprechenden Volumen berechnet, vor dem Regenerator = 1,80 m sein, für die Luft vor dem Regenerator würde sie sich auf 3,10 m stellen.

Hat man in den Ofenteilen eine geringe Geschwindigkeit, so wird man auch in den Leitungen von der Umsteuerung zu den Regeneratoren und zurück niedrige Temperaturen und damit wieder geringe Geschwindigkeiten haben. Die Wärme wird in diesem Falle mehr in den Regeneratoren zurückgehalten und deshalb mehr ausgenutzt. An sich macht eine niedrigere Temperatur im Ofeninnern (Herd), vorausgesetzt, daß dabei die untere Grenze nicht erreicht wird, nicht viel aus; im Gegenteil, eine minder hohe Herdtemperatur ist sogar zu empfehlen, weil dabei die Zustellung weniger leidet.

Die oben angeführten Temperaturen des flüssigen Stahles zeigen deutlich, daß die Temperatur im Herde im zweiten Falle geringer gewesen sein muß; andererseits ist, nachdem im ersten Falle mit 100 kg Kohle 159,20 kg, im zweiten Falle 262,17 kg Stahl erschmolzen wurden, bewiesen, daß eine hohe Temperatur nicht immer vorteilhaft ist, ja, es kann gegebenenfalls sogar eine Temperatur, die nur wenig über der erforderlichen Normalhöhe liegt, eine bessere Ausnutzung

der Wärme ergeben. Bei genauer Verfolgung der Vorgänge und des Weges von Gas und Luft im Ofen wird das auch einleuchten.

Dritter Fall.

Dieser Fall ist ein außergewöhnlicher; er soll aber gerade deshalb in Rechnung gezogen werden, damit auch die Extreme berücksichtigt sind.

Die zuströmenden Generatorgase besitzen beim Eintritt in die Umsteuerung eine Temperatur von 164,20° C, rund 165° C.

Die Temperatur, welche im Kanal vor dem Regenerator herrscht, ist = 465° C, die Temperaturzunahme also = 300° C.

Die Temperatur der Luft wird beim Einströmen in die Umsteuerung 15,4° C, beim Eintritt in den Regenerator 315,4° C sein.

Die pro Sekunde erzeugte Gasmenge bei 165° C ist = 0,64 cbm.

Die pro Sekunde zuströmende Luftmenge bei 15,4° C wird wie folgt berechnet:

| | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| pro | 100 kg Kohle | sind | 623,31 | cbm | Luft | nötig, |
| „ | 3214 „ „ | „ | 20 033,2 | „ | „ | „ (d. i. in 8 St. 50 Min.), |
| „ | Stunde | „ | 2 268,0 | „ | „ | „ |
| „ | Minute | „ | 37,8 | „ | „ | „ |
| „ | Sekunde | „ | 0,63 | „ | „ | „ |

Dieses Luftvolumen ist bei einer Temperatur von 15,4° C = 0,63 cbm.

Die Volumina werden sich bei den an den Eintrittstellen in die Regeneratoren bestehenden Temperaturen ändern in:

Gas bei 465° C = 1,080 cbm pro Sekunde,
Luft „ 315° „ = 1,355 „ „ „

Die Querschnitte der Kanäle, für Gas auf 0,296 cbm und für Luft auf 0,349 qm festgesetzt, ergeben die Geschwindigkeiten am Anfange und am Ende des Kanales:

| | hinter der Umsteuerung | vor den Regeneratoren |
|---|---|---|
| für Gas . . . . . | 2,16 | 3,64 m |
| „ Luft . . . . . | 1,92 | 3,88 „ |

Stellt man die Geschwindigkeiten für die besprochenen drei Fälle zusammen, so findet man:

| | hinter der Umsteuerung | | vor den Regeneratoren | |
|---|---|---|---|---|
| | Gas | Luft | Gas | Luft |
| 1. Fall . . . | 1,36 | 1,50 m | 2,47 | 3,80 m |
| 2. Fall . . . | 0,94 | 1,28 „ | 1,20 | 2,00 „ |
| 3. Fall . . . | 2,16 | 1,92 „ | 3,64 | 3,88 „ |

Im Anschluß an das beim zweiten Fall Gesagte und mit Rücksicht darauf, daß der dritte Fall nur selten eintreten wird, und ferner, daß allzu große Geschwindigkeiten nicht empfehlenswert sind, können nur die sich aus dem ersten und zweiten Falle ergebenden Mittel als maßgebend bezeichnet werden. Die Geschwindigkeit des Gases und der Luft hinter der Umsteuerung ist demnach zu 1,5 m, die des Gases und der Luft vor den Regeneratoren zu 3,0 m anzusetzen.

### 5. Regeneratoren.

Ehe auf die Besprechung der Regeneratoren, von Ledebur Wärmespeicher genannt, eingegangen wird, sei hier hervorgehoben, daß das für die vorzunehmenden Berechnungen wichtige Gay-Lussacsche Gesetz, welches besagt, daß alle Gase sich bei gleicher Erwärmung auch gleichmäßig ausdehnen, nicht ganz richtig ist.

Der Ausdehnungskoeffizient der Gase ist um so kleiner, je geringer das spezifische Gewicht ist. Es ist nun selbstverständlich, daß Wasserdampf die kleinste, Kohlensäure die größte Ausdehnung erfährt.

Gas und Luft verlassen die Regeneratoren höher temperiert, und so wird ein Teil der von den Verbrennungsprodukten dort angesammelten Wärme zurückgewonnen, um im Ofen nutzbar gemacht zu werden. Es ist also möglich, Temperaturen zu erzeugen, welche der höchsten erreichbaren Temperatur nahekommen, und damit Prozesse durchzuführen, welche ohne diese Anordnung undurchführbar bleiben.

Die in Regeneratoren herrschende Temperatur läßt sich nur schwer feststellen; wir werden allerdings die in den

Kammern existierende Temperatur messen können, aber nicht die Temperatur, welche Gase und Luft im Regenerator an verschiedenen Stellen besitzen.

Allgemein bemerkt Kraus in seiner schon oben zitierten Arbeit — und diese Angabe hat der Verfasser selbst bestätigt gefunden —, daß 43 % des ganzen Wärmeverbrauches von den Generatoren zur Verbrennung über dem Herde zurückgesandt werden. Nach Siemens benötigt man 51,0 qm Fläche, um die Wärme von 1000 kg in 24 Stunden verbrannter Kohle aufzunehmen[1]). Diese Angabe bezieht sich auf zwei Kammern, so daß auf einen Regenerator 25,5 qm kommen.

In den meisten Fällen ist das Gewicht der Ausleger zu gering, weshalb die Temperatur der Essengase meist hoch ist.

Für vier Regeneratoren sollen pro 1000 kg in 24 Stunden verbrannter Kohle 3,5 cbm Ausleger verwendet werden[2]). Von diesen 3,5 cbm Auslegern ist die Hälfte leer, die Hälfte voll zu nehmen, das heißt, es sind pro 1000 kg in 24 Stunden verbrannter Kohle 3,5 cbm Gitterwerk gemeint.

Das Gewicht der Ausleger stellt sich für den Kubikmeter auf 1,8 t; somit muß das Gewicht der 1,75 cbm $= 1{,}75 \times 1{,}8 = 3{,}15$ t sein.

Pro 100 kg Kohle in 24 Stunden, berechnet auf den Regenerator, und wenn bei vier Regeneratoren 3150 kg erforderlich sind, und weiter vorausgesetzt wird, daß sie alle gleich groß sind, verbraucht man 788 kg.

Die spezifische Wärme der Ausleger ist = 0,21.

Siemens sagt weiter: Man wird das 16 bis 17fache des zwischen zwei Umsteuerungen verbrannten Brennstoffes als Auslegergewicht für zwei Regeneratoren benötigen,

---

[1]) In den oben angezogenen drei Fällen:

1. In 24 Std. 6384 kg Kohle verbrannt, Fläche = 325,58 qm.
2. „ 24 „ 4512 „ „ „ „ = 230,11 „
3. „ 24 „ 8712 „ „ „ „ = 444,31 „

[2]) In den oben angezogenen drei Fällen:

1. 22,654 cbm Gitterwerk 11,327 cbm Steine.
2. 15,792 „ „ 7,896 „ „
3. 30492 „ „ 15,246 „ „

um dem Gase und der Luft die nötige Wärme zu geben, beziehungsweise dem Verbrennungsgase die Wärme möglichst zu nehmen. Die Zeit zwischen zwei Umsteuerungen stelle sich auf eine Stunde, dann entsprechen dieser Zeit von 1000 kg Brennstoff 42 kg Kohle und dieser Kohlenmenge 714 kg Ausleger in zwei Regeneratoren, 357 kg Ausleger in einem Regenerator. Man benötigt, wenn die Umsteuerungsintervalle statt 1 Stunde nur 1/2 Stunde betragen, bloß 180 kg Ausleger pro Regenerator. Bei kurzen Umsteuerungsintervallen muß die Auslegermenge deshalb verhältnismäßig größer sein, weil die letzten Steine nicht mehr so stark erhitzt werden und die hierauf folgende Einströmung der kalten Medien eine zu starke Abkühlung zur Folge hätte.

An sich kann man von einem Einströmen kalter Medien überhaupt nicht sprechen, dazu sind die Temperaturzunahmen in den Kanälen von den Umsteuerungen zu den Regeneratoren eben zu bedeutend; sie könnten allerdings durch Vergrößerung der Regeneratorkammern geändert werden. Man wird dadurch eine geringere Temperatur der Verbrennungsgase an dieser Stelle erzielen, was eine Herabsetzung der Essengastemperatur und eine geringere Erhitzung der Kanäle zwischen der Umsteuerung und den Regeneratoren zur Folge haben wird. Aber als kalte Medien werden diese weniger erhitzten Gase nur zum Unterschiede von den aus dem Ofen austretenden heißeren Gasen bezeichnet werden dürfen.

Nach Ledebur soll der Querschnitt der Kammer ein derartiger sein, daß die Geschwindigkeit der hindurchziehenden Gase nicht allzu beträchtlich ausfällt. Auf 130 kg stündlich verbrannter Steinkohle findet man meistens den Gesamtquerschnitt eines Paares Regeneratorkammern gleich 2,5 bis 3,0 qm nur auf 100 kg Braunkohle gleich 1,5 bis 2,0 qm, wovon, wie erwähnt, die Hälfte frei, die Hälfte voll ist[1]).

---

[1]) Unsere drei Fälle:

1. Fall. (1/2 Steinkohle, 1/2 Braunkohle; pro 100 kg stündlich verbrauchte Kohle 2,0 bis 2,5 qm. In 11 Stunden 29,27 q Kohle, pro Stunde 2,64 q Kohle. Die Regeneratorenfläche für zwei Kammern 5,28 bis 6,60 qm. — 2. Fall. In 10,5 Stunden ist der Kohlenverbrauch = 19,8 q gemischte Kohle.

Bei einem stündlichen Steinkohlenverbrauch von 100 kg erhielte man bei 1200° C Temperatur nach den früher angegebenen Taten einer Gasmenge pro Sekunde von 1,3 cbm, was eine Geschwindigkeit, bei einer freien Fläche im Regenerator von 1,25 qm, von 1 m pro Sekunde bedingen würde.

Diese Daten gelten für stehende Regeneratoren und ändern sich bei liegenden Kammern.

Der Querschnitt der Regeneratoren stellt sich für:

Gas = 3,315 qm, die halbe Fläche = 1,657 qm,
Luft = 4,420 „ „ „ „ = 2,210 „

1. Fall. Das Gasvolumen bei 550° C Temperatur am Boden des Regenerators ist = 0,73 cbm.

Das Luftvolumen bei 394° C Temperatur am Boden des Regenerators = 1,31 cbm.

Die Geschwindigkeit des Gases am Boden des Regenerators ergibt sich zu:

0,73 : 1,657 = 0,44 m.

Die Geschwindigkeit der Luft am Boden des Regenerators zu:

131 : 2,21 = ∾ 0,59 m.

2. Fall. Das Gasvolumen bei 400° C Temperatur am Boden des Regenerators ist = 0,36 cbm.

Das Luftvolumen bei 277° C Temperatur am Boden des Regenerators = 0,824 cbm.

Die Geschwindigkeit des Gases an dieser Stelle ist gleich:

0,36 : 1,657 = 0,22 m.

Die Geschwindigkeit der Luft an dieser Stelle gleich:

0,824 : 2,21 = 0,37 m.

3. Fall. Das Gasvolumen bei 465° C Temperatur am Boden des Regenerators ist = 1,08 cbm;

Das Luftvolumen bei 315° Temperatur am Boden des Regenerators = 1,355 cbm.

---

In 1 Stunde = 1,88 q Kohle. Die Regeneratorenfläche für zwei Kammern 3,76 bis 4,70 qm. — 3. Fall. In 8 Stunden 50 Minuten ist der Kohlenverbrauch = 32,14 q gemischte Kohle. In 1 Stunde = 3,64 q Kohle. Die Regeneratorenfläche für zwei Kammern 7,28 bis 9,10 qm.

Die Geschwindigkeit des Gases an dieser Stelle ist gleich:

1,08 : 1,657 = 0,65 m.

Die Geschwindigkeit der Luft an dieser Stelle ist gleich:

1,355 : 2,210 = 0,61 m.

Man sieht, daß in allen drei Fällen die Geschwindigkeit unter 1,0 m bleibt, trotzdem die Temperaturen der Essengase keine geringen, nämlich 500 ° C, 500 ° C und 360 ° C sind.

Das Verhältnis der Wärmespeicher unter sich macht man nach Ledebur = 4 : 3 oder auch 3 : 2. Dieses Verhältnis entbehrt der rechnungsmäßigen Begründung. Wir werden später darauf zurückkommen und das Größenverhältnis der Luft- und Gasregeneratoren erörtern.

Die Geschwindigkeit im Regenerator darf kaum je allein berücksichtigt werden. Es kann beispielsweise ein liegender Regenerator von bedeutender Länge einen kleineren Querschnitt besitzen, was eine größere Geschwindigkeit bedingt, und trotzdem vielleicht denselben Regenerationseffekt erzielen wie ein stehender Regenerator von großem Querschnitte und geringer Höhe, in welchem die Geschwindigkeit gering ist.

Die Form und Größe der Regeneratoren ist zum Teil mit durch die Ofenkonstruktion bedingt; man kann deshalb auch nicht die Geschwindigkeit der Medien in den Generatoren fixieren.

Eine geringe Geschwindigkeit in den Regeneratoren ist günstig. Die praktisch angewandten Geschwindigkeiten sind hier und da sogar so unbedeutend, daß der Staub der Gase in den Regeneratoren liegen bleibt! Geht man also mit dieser Geschwindigkeit noch mehr herunter, so wird das kaum einen Einfluß auf die Verstaubung des Regenerators haben, hingegen günstig auf die Wärmeentnahme wirken, und dies um so mehr, als man der Verstaubung ja durch die Konstruktion entgegenwirken kann.

Eine Geschwindigkeit von Gas und Luft im unteren Teile des Regeneratorgitterwerkes von 1,0 m pro Sekunde darf als Maximalgeschwindigkeit gelten.

Was die Wirkung der Regeneration im allgemeinen anbelangt, so hängt die Temperatur, welche Gas und Luft erhalten, davon ab: 1. mit welcher Temperatur die Feuergase den Ofen und andererseits den Regenerator verlassen, und 2. welchen Teil der angesammelten Wärme Gas und Luft in den Verbrennungsraum zurückführen. Es sind das Umstände, die sich zum Teil noch heute der genauen Kenntnis entziehen. Das Maß der Erhitzung kann deshalb nur auf Schätzung an Hand eventueller Überschlagsberechnung beruhen und bietet Raum genug für Annahmen bezüglich des resultierenden Temperatureffektes, welche die Möglichkeitsgrenze in vielen Fällen überschreiten.

Gruner berechnet, daß bei Benutzung von Steinkohlenluftgas je zwei zusammengehörige Wärmespeicher einen Ziegelinhalt von 50 kg für jedes innerhalb zweier Umschaltungen verbrauchte Kilogramm Kohle enthalten müssen. In der Praxis gibt man gewöhnlich 60 kg Ziegel und rechnet 1 Stunde für die Zeit zweier Umsteuerungen. Das Gewicht der Ausleger wird dann natürlich viel größer. Sind die Kammern zu klein, so wird man eben öfter umzusteuern haben.

Den Inhalt eines Paares Regeneratoren ermittelte Gruner pro Kilogramm in der Stunde verbrannter Kohle zu 0,04 bis 0,07 cbm.

Die Berechnung der Regeneratoren nach der pro Stunde verbrauchten Kohlenmenge erscheint hinreichend, obzwar verschiedene Kohlen verschiedene Gase geben werden, welche wieder verschiedene Mengen Luft zu ihrer Verbrennung benötigen und daher in jedem Falle ein anderes Volumen mit verschiedenen Wärmekapazitäten ergeben können.

In dem Heftchen „Der Stahlguß in Masseformerei" von Breslauer finden sich Verhältnisangaben bez. des Volumens der Regeneratoren in Kubikmeter zu der stündlichen Erzeugung in Tonnen verschiedener Hütten, welche hier folgen sollen [1]).

---

[1]) Vgl. dazu unsere drei Fälle:
Volumen der zwei Wärmespeicher zusammen = 17,0 cbm.

| | | | |
|---|---|---|---|
| Graz . . . . . . | 15,5 | Krupp, großer Ofen | 18,32 |
| Dowlais . . . . . | 14,6 | Pateg . . . . . | 20,6 |
| Borsigwerk . . . . | 44,0 | Landore . . . . | 20,0 |
| Haleside . . . . . | 16,75 | Terre noire . . . | 30,0 |
| Krupp, 3 t-Ofen . . | 36,00 | Schwedischer Ofen | 36,60. |

---

Ledebur erwähnt in seiner Eisenhüttenkunde eines Martinofens von 7,5 t Einsatz, dessen Regeneratoren folgende Dimensionen besitzen:

Gaskammer 8,65 cbm, Luftkammer 12,48 cbm.

---

**Berechnung der Geschwindigkeiten von Gas und Luft in den Regeneratoren sowie Berechnung der Aufenthaltszeiten.**

Die Dimensionen der Regeneratoren sind:

a) für Luft: Breite = 2,0 m, Länge = 2,21 m, Höhe = 2,2 + 0,35 = 2,55 m.

b) für Gas: Breite = 1,5 m, Länge = 2,21 m, Höhe = 2,2 + 0,35 = 2,55 m.

Die Höhe des Gitterwerkes ist . . . . . . = 2,2 m,
„ Fläche des Luftregenerators . . . . = 4,41 qm,
„ „ „ Gasregenerators. . . . . . = 3,315 „
„ halbe Fläche des Luftregenerators . . = 2,205 „
„ „ „ „ Gasregenerators . . = 1,657 „

Der Kubikinhalt des Gitterwerkes im Luftregenerator = 4,851 cbm,
„ „ „ „ „ Gasregenerator = 3,646 „
Zusammen 8,497 cbm.

---

Verhältnis: 1. Fall 34,0. 2. Fall 34,0. 3. Fall ∽ 40,0.

| | 1. Fall | 2. Fall | 3. Fall |
|---|---|---|---|
| Die Erzeugung war: | 4,66 t | 5,19 t | 4,460 t |
| | 11 St. 0 Min. | 10 St. 30 Min. | 8 St. 50 Min. |
| Erzeugung pro Stunde: | 0,504 | 0,50 | 0,62 |

Der volle Kubikinhalt des Gitterwerkes im Luftregenerator . . . . . . . . . . . . . = 2,426 cbm,
Der volle Kubikinhalt des Gitterwerkes im Gasregenerator . . . . . . . . . . . . . = 1,823 „
Zusammen 4,249 cbm.
In 4 Regeneratoren 2 × 4249 = 8,498 cbm.

Das Gewicht des Gitterwerkes im Luftregenerator = 4367 kg,
„ „ „ „ „ Gasregenerator = 3281 „
Zusammen 7648 kg.
In 4 Regeneratoren = 2 × 7648 = 15 296 kg.

Nehmen wir an, daß die Temperatur im Herde war im:
1. Fall 1600° C, 2. Fall 1410° C, 3. Fall 1500° C.

(Es sind dies die Temperaturen des flüssigen Stahles, welche bei Fall 1 und 2 kalorimetrisch festgestellt, bei Fall 3 angenommen wurden. Die Temperatur im Herde wird jedoch gewiß höher gewesen sein.)

Die Temperaturen in den Kanälen hinter den Regeneratoren, wenn die Verbrennungsgase durchziehen, sind abgerundet im:
1. Fall 870° C, 2. Fall 600° C, 3. Fall 740° C.

Die Differenzen gegen die Herdtemperaturen sind den in den Regeneratoren abgegebenen Wärmemengen entsprechend, und zwar im:
1. Fall 730° C, 2. Fall 710° C, 3. Fall 760° C.

Die Essengastemperaturen im:
1. Fall 500° C, 2. Fall 480° C, 3. Fall 500° C.

Diese letzteren Temperaturen waren unbedingt zu hoch; sie sollen 200° C[1]) nicht weit überschreiten. Da bei der vorangeführten Größe der Regeneratoren von zusammen 39,4 cbm die Temperatur der Essengase noch immer um rund 300° C zu hoch ausgefallen, ferner die Temperaturabnahme der Verbrennungsprodukte in den Regeneratoren von der angegebenen Größe rund 760° C beträgt, so müßten diese Regeneratoren behufs

---

[1]) Siehe: „Theorie des Schornsteins“, S. 192 u. folg.

Herabsetzung der Essengastemperatur noch um $16{,}994$[1]) $\times \frac{300}{760}$ vergrößert werden und sollte ihr Volumen $39{,}4 + 6{,}7 = 46{,}1$ cbm betragen, daher das von zwei Regeneratoren 23,0 cbm. Die Volumina der Gas- und Luftregeneratoren müssen unbedingt den verschieden großen Mengen der beiden Medien wie ihrer vorgeschriebenen Temperaturzunahme angepaßt werden, sind also verschieden!

Wie groß sollen nun das Regeneratorvolumen und Gitterwerksgewicht sein, ferner wieviel soll die Temperaturabnahme des Gitterwerkes in den Regeneratoren betragen, wenn das Umsteuerungsintervall mit 30 Minuten angenommen ist?

Das Volumen der beiden Regeneratoren auf einer Seite des Ofens ist = 23,0 cbm.

Das Volumen des Luftregenerators zu dem des Gasregenerators wird im Verhältnisse der zur Temperaturerhöhung nötigen Wärmemengen stehen.

Die Temperatur der beiden Medien erhöht sich für Luft auf 574° C und für Gas auf 328° C.

Die Wärmekapazitäten von Gas und Luft für das 100 kg Kohle entsprechende Gas- bzw. Luftquantum sind im:

| | für Gas: | für Luft: |
|---|---|---|
| 1. Fall: | 94,274 Kalorien, | 179,486 Kalorien, |
| 2. „ | 97,724 „ | 189,419 „ |
| 3. „ | 107,891 „ | 198,380 „ |
| Mittel | 99,963 Kalorien, | 189,095 Kalorien. |

Die pro 100 kg verbrannter Kohle zur Regeneration nötigen Wärmemengen sind, wenn wir die Wärmekapazität der Gase = ∾ 100 Kalorien und jene der Luft = ∾ 190 Kalorien setzen:

Luft = $190 \times 574 = \sim 109\,000$ Kalorien,

Gas = $100 \times 328 = 32\,800$ Kalorien = 141 860 Kalorien.

[1]) Da die Temperaturabnahme der Verbrennungsprodukte von 500 auf 200° C im Gitterwerke stattfindet, ist hier nur das Volumen des Gitterwerkes an Stelle des Gesamtvolumens des Regenerators in Rechnung zu stellen.

Das Volumenverhältnis der Regeneratoren ist daher für:

$$\text{Luft} = 23{,}0 \times \frac{1090}{1418} = 23{,}0 \times 0{,}77 = 17{,}6 \text{ cbm,}$$

$$\text{Gas} = 23{,}0 \times \frac{328}{1418} = 23{,}0 \times 0{,}23 = 5{,}3 \text{ cbm.}$$

Das Gitterwerk wurde vorhin für den Luftregenerator zu 4357 kg und für den Gasregenerator zu 3281 kg, zusammen = 7648 kg berechnet.

Wie das Volumen der Regeneratoren muß auch das Gitterwerk mit Rücksicht auf die anzustrebende geringere Essengastemperatur größer werden. Seine Gewichtszunahme wird sein:

$$7648 \times \frac{300}{760} = 3012 \text{ kg,}$$

so daß das geänderte Gewicht des Gitterwerkes auf einer Ofenseite betragen wird: 7648 + 3012 = 10 660 kg.

Auch das Gitterwerksgewicht wird im gleichen Verhältnis zu verteilen sein wie das Regeneratorenvolumen nämlich für:

$$\text{Luft: } 107 \text{ q} \times \frac{1090}{1418} = \sim 8200 \text{ kg und}$$

$$\text{Gas: } 107 \text{ q} \times \frac{328}{1418} = 2460 \sim 2500 \text{ kg.}$$

Die Mittel der Gas- und Luftmengen und die mittleren Temperaturen ergeben sich wie folgt:

| | Beim Eintritt in den Regen: | | Beim Austritt aus den Regen: | |
|---|---|---|---|---|
| | für Gas: | | für Gas: | |
| Fall 1 | 0,73 cbm | 550° C | 1,30 cbm | 867° C |
| „ 2 | 0,36 „ | 400° „ | 0,60 „ | 842° „ |
| „ 3 | 1,08 „ | 465° „ | 1,41 „ | 690° „ |
| Mittel | 0,72 cbm | 472° C | 1,10 cbm | ∼800° C |
| | für Luft: | | für Luft: | |
| Fall 1 | 1,31 cbm | 394° C | 4,06 cbm | 967° C |
| „ 2 | 0,824 „ | 277° „ | 2,39 „ | 952° „ |
| „ 3 | 1,355 „ | 315° „ | 2,356 „ | 790° „ |
| Mittel | 1,16 cbm | 329° C | 2,935 cbm | 903° C |

Man kann nun sagen, damit 0,72 cbm Gas eine Temperaturerhöhung von 472° C auf 800° C erfahren, war ein

Volumen des Gasregenerators von 5,4 cbm und ein Gitterwerksgewicht von $\sim$ 2500 kg nötig.

Um 1,0 cbm Gas von 472 ° C auf 800 ° C Temperatur zu bringen, wird man demnach ein Regeneratorvolumen von 7,5 cbm und ein Gitterwerksgewicht von 3,500 kg benötigen.

Die Temperaturerhöhung des Gases wird wohl nahezu immer zwischen den oben angegebenen Grenzen liegen, und da die Differenz der Temperaturen im obigen Falle 800 — 472 = 328 ° beträgt, läßt sich das Volumen des Regenerators und das Gewicht des Gitterwerkes für eine Temperaturzunahme von 100 ° C pro 1 cbm Gas berechnen. Man findet das Regeneratorvolumen zu 2,3 cbm und das Gitterwerksgewicht zu 1060 kg.

Das Gas hatte eine Anfangstemperatur von 472 ° C. Rechnet man dieselben Zahlen für einen Kubikmeter Gas von 0 ° Temperatur und 860 mm Barometerstand, so erhält man das Regeneratorvolumen pro 1 cbm Gas (von 0 ° Temperatur und 760 mm) und 100 ° Temperaturerhöhung = 6,3 cbm,
das Gitterwerksgewicht = 2900 kg.

Man könnte deshalb ansetzen: Für 1 cbm Generatorgas (von 0 ° Temperatur und 760 mm) pro Sekunde und 100 ° Temperaturerhöhung im Regenerator ist ein Regeneratorvolumen von 6,3 cbm und ein Gitterwerksgewicht von 2900 kg anzuwenden.

Für die Luft findet man:

Um die Temperatur von 1,13 cbm Luft von 329 ° C auf 903 ° C zu erhöhen, war ein Volumen des Luftgenerators von 17,6 cbm und ein Gitterwerksgewicht von 8200 kg nötig.

Da die Erhitzung der Luft gleich 903 — 329 = 574 ° C betrug, werden sich die Zahlen pro 100 ° C und 1 cbm Luft stellen für das Regeneratorvolumen = 2,72 cbm und das Gitterwerksgewicht = 1260 kg.

Die Luft hatte eine Anfangstemperatur von 329 ° C. Dieselben Zahlen für 1 cbm Luft von 0 ° C und 760 mm berechnet, ergibt ein Regeneratorvolumen pro 1 cbm Luft (von 0 ° C Temperatur und 760 mm) und 100 ° C, Temperaturerhöhung = 6,0 cbm und ein Gitterwerksgewicht = 2800 kg.

Man könnte also auch hier sagen: Für 1 cbm Luft (Sekundärluft von 0° Temperatur und 760 mm) pro Sekunde und 100° C Temperaturerhöhung im Regenerator ist ein Volumen des Luftregenerators von 6,0 cbm und ein Gitterwerksgewicht von 2800 kg nötig. Die Differenzen dieser Angaben sind so unbedeutend, daß man es ruhig wagen darf, Gas und Luft in den späteren Rechnungen gleich zu bewerten.

Für 1 cbm Luft oder Gas (von 0° Temperatur und 760 mm W. S.) pro Sekunde und 100° C Temperaturerhöhung im Regenerator ist ein Regeneratorvolumen von 6,0 cbm und ein Gitterwerksgewicht von 2850 kg anzuwenden. (Bei einem Verhältnisse der Wärmekapazitäten: Gas = 100, Luft = 190, für 100 kg Kohle gerechnet).

Vergleicht man damit Gruners Angabe, daß pro 1 kg Kohle, welches zwischen zwei Umschaltungen verbrannt wird, 50 kg Ziegelgitterwerk in beiden von den Verbrennungsprodukten durchzogenen Regeneratoren anzusetzen seien, an deren Stelle allerdings oft 60 kg Ziegelgitter eingesetzt würden, so findet man, daß Gruners Wert entschieden zu niedrig gegriffen ist. Es gibt 1 kg Kohle (magere Steinkohle) 4 cbm Generatorgas und erfordert 5,4 cbm Luft; somit sind zusammen 9,4 cbm gasförmige Medien vorhanden. Das Umsteuerungsintervall sei zu 30 Minuten angenommen; es werden demnach, wenn während zwei Umschaltungen 9,4 cbm gasförmige Medien den Regeneratoren zuströmen, in einer Sekunde $\frac{9,4}{1800} = 0,005$ cbm Gas und Luft in Rechnung zu setzen sein. Da pro Kubikmeter und 100° C Temperaturzunahme 2850 kg Ziegel erforderlich sind, so werden, wenn eine mittlere Temperaturerhöhung von 500° C im Regenerator gefordert wird, für 1 kg Kohle, welches zwischen zwei Umschaltungen verbrennt, $0,005 \times 2850 \times 5 = 71,25 \sim 71$ kg Ziegelgitter nötig sein. Die Zahl welche die kalorische Rechnung für ein Verhältnis der Wärmekapazitäten von Gas $= 100$ und Luft $= 190$ ergab, ist demnach größer als die von Gruner angegebene Ziffer.

Was die Temperaturabnahme im Gitterwerk während eines Umsteuerungsintervalles anlangt, so besitzt die von 100 kg Kohle entwickelte Gasmenge eine Wärmekapazität = 100 Kalorien. Sie tritt mit einer Temperatur von 472° C in den Regenerator und verläßt ihn, nachdem sie eine Temperaturerhöhung von 328° C erfahren hat, mit einer Temperatur von 800° C.

In unseren drei Fällen wurden in 30 Minuten verbrannt: 132 kg, 94 kg und 182 kg Kohle, also im Mittel 136 kg Kohle.

Die dieser Kohlenmenge entsprechende Wärmekapazität der Generatorgase wird sein: $1{,}36 \times 100 = 136$ Kalorien.

Da die Gase bei ihrem Eintritte in den Regenerator eine Temperaturherabsetzung nicht erfahren sollen, muß die mittlere Temperatur des Gitterwerkes im Moment vor der Umsteuerung des Regenerators auf Wärmeaufnahme mindestens

$$\frac{472 + 800}{2} = 636^{\circ}\text{ C betragen.}$$

Das Gewicht des Gitterwerkes ist = 2500 kg und somit die im abgekühlten Regenerator aufgespeicherte Wärme:

$$W = 2500 \times 0{,}21 \times 636 = 333\,900 \text{ Kalorien.}$$

Die Gase nehmen während eines Umsteuerungsintervalles $W_g = 136 \times 328 = 44\,600$ Kalorien mit; es muß daher im heißen Gitterwerk eine Wärmemenge

$$W_g = 333\,900 + 44\,600 = 378\,500 \text{ Kalorien}$$

aufgespeichert sein, und wird deshalb die mittlere Temperatur des heißen Gitterwerkes sein müssen:

$$T = \frac{W + W_g}{2500 \times 0{,}21} = \frac{378\,500}{525} = 720^{\circ}\text{ C.}$$

Die Temperaturzunahme bzw. Temperaturabnahme während eines Umsteuerungsintervalles stellt sich daher auf:

$$720 - 636 = 84^{\circ}\text{ C.}$$

---

Im Luftregenerator stellt sich die Wärmekapazität der im Umsteuerungsintervall nötigen Menge Sekundärluft auf $190 \times 1{,}36 = \sim 259$ Kalorien.

Die mittlere Temperatur im kalten Regenerator ist gleich

$$\frac{329 + 903}{2} = 616^{\circ} \text{ C.}$$

Das Gewicht des Gitterwerkes im Luftregenerator wurde vorhin mit 8200 kg bestimmt. Die im abgekühlten Regenerator aufgespeicherte Wärme ist:

$$W = 8200 \times 0{,}21 \times 616 = 1\,060\,752 \text{ Kalorien.}$$

Die von der Luft während eines Umsteuerungsintervalles mitgenommene Wärme:

$$W_1 = 259 \times 674^{\circ} \text{ C} = 174\,566 \sim 175\,000 \text{ Kalorien.}$$

Die Temperaturerhöhung der Luft im Regenerator ist $= 674^{\circ}$ C.

Die im heißen Regenerator aufgespeicherte Wärme:

$$W + W_1 = 1\,060\,000 + 175\,000 = 1\,235\,318 \sim 1\,235\,300 \text{ Kal.}$$

Die mittlere Temperatur des heißen Gitterwerkes:

$$T = \frac{1\,235\,3008}{200 \times 0{,}21} = \frac{1\,235\,300}{1722} = \sim 717^{\circ} \text{ C.}$$

Die Temperaturzunahme bzw. -abnahme während eines Umsteuerungsintervalles stellt sich daher auf:

$$717^{\circ} \text{ C} - 616^{\circ} \text{ C} = 101^{\circ} \text{ C.}$$

Für die späteren Berechnungen kann daher angenommen werden, daß:

die Abkühlung des Gitterwerkes während eines Umsteuerungsintervalles von 30 Minuten im Gasregenerator mindestens $= 75$ bis $80^{\circ}$ C und im Luftregenerator $\sim 100^{\circ}$ C sein wird.

Diese Zahlen ändern sich naturgemäß mit der Zusammensetzung der Gase etwas, da der Luftbedarf wechselt; doch wird man in den meisten Fällen keinen großen Fehler begehen, wenn man bei der Berechnung der Regeneratoren die gegebenen Werte berücksichtigt.

---

Die Temperaturzunahme, welche Gas und Luft in den Regeneratoren erfahren, ergibt sich, wenn man bedenkt, daß die Temperatur von Gas und Luft an der Eintrittstelle in den Regenerator ist, im:

| | 1. Falle | 2 Falle | 3. Falle |
|---|---|---|---|
| für Gas . . . | 550° C | 400° C | 465° C |
| „ Luft . . . | 394° „ | 277° „ | 315° „ |

Die Wärmemenge, welche die Regeneratoren den Verbrennungsgasen genommen haben, wird vom Gas und von der Luft zum größten Teile wieder zurückgewonnen. Es gehen nur jene Mengen verloren, welche der Regenerator durch Strahlung verliert; andererseits allerdings werden die Regeneratoren vom Herde her Wärme durch Strahlung erhalten, welche in den obersten, heißesten Teilen der Regeneratoren zur Geltung gelangen muß und den Strahlungsverlust zum Teil aufhebt. Diese Strahlung vom Herde her wird besonders hervortreten, wenn die Verbrennungsprodukte in die Regeneratoren ziehen; weniger bemerkbar wird sie sein, wenn Gas und Luft aus den Regeneratoren zum Herd gehen, d. h. im ersteren Falle wird diese Wärme noch mit aufgespeichert, im zweiten Falle hingegen von Gas und Luft mitgenommen.

1. Fall. Die Wärmekapazität der Verbrennungsgase ist = 249,502 Kalorien.

Die Temperatur der Verbrennungsprodukte im Regenerator wird sein: 730° C + 300° C, welch letztere durch Vergrößerung der Regeneratoren gewonnen werden sollen, somit = 1030° C, rund = 1000° C.

Die von den Verbrennungsgasen in den Regeneratoren zurückgelassene Wärmemenge war = 249 502 Kalorien.

Die nachgewiesene, durch Leitung und Strahlung verloren gegangene Wärmemenge betrug bei dem ganzen Versuche 46,05 % der Gesamtwärme. Nun sind die Regeneratoren gewiß diejenigen Teile des Ofens, wo eine Strahlung stattfindet, die man ruhig mit rund 50 % festsetzen darf. Demnach werden von obigen 249 502 Kalorien nur mehr 124 751 Kalorien von den Gasen und der Luft wiedergewonnen werden.

Die Erhitzung der Luft auf eine höhere Temperatur wie jene des Gases ist zu empfehlen; daher sei angenommen, daß die Luft den Regenerator 100° C heißer als das Gas verläßt. Da aber die Luft beim Eintritte in den Regenerator 156° C weniger besitzt als das Gas, muß die Luftkammer,

da noch eine Überhitzung der Luft von 100° C stattfinden soll, um 100 + 156 = 256° C höher regenerieren als die Gaskammer.

Die Wärmekapazität der Luft ist nun gleich 179,486 Kalorien (vgl. Seite 248).

Die zur Erhitzung um 256° C nötige Wärmemenge ist:

$$179{,}486 \times 256^{\circ} = 44\,948{,}6 \text{ Kalorien};$$

diese von 124751 Kalorien in Abzug gebracht, bleiben 79802 Kalorien zur gleichmäßigen Erhitzung von Gas und Luft.

Wärmekapazitiät der Generatorgase = 94,274 Kalorien. Die Wärmekapazität der Gase und Luft zusammen stellt sich daher auf:

$$94{,}274 + 179{,}487 = 273{,}761.$$

Die Temperaturerhöhung von Gas und Luft in den Regeneratoren wird sein:

$$79\,802 : 273{,}761 = 305^{\circ} \text{ C}.$$

Die Temperaturen der ausströmenden Medien daher:

Gas: $550 + 305 = 855^{\circ}$ C,
Luft: $394 + 256 + 305 = 955^{\circ}$ „

2. Fall. Die Wärmekapazität der Verbrennungsgase ist = 266,49 Kalorien.

Die Temperaturabnahme der Verbrennungsprodukte im Regenerator = 810° C + 300° C = 1110° C, rund 1100° C.

Die von den Verbrennungsgasen in den Regeneratoren zurückgelassene Wärmemenge ist = 266,49 × 1100 = 293139 Kalorien. Durch Leitung und Strahlung gehen, wie nachgewiesen, 38,42 % der Gesamtwärme verloren; es werden aber gewiß mehr, nehmen wir an, 42 % verloren gehen und daher von obigen 293139 Kalorien 123119 Kalorien abgegeben werden, so daß 170020 Kalorien zurückbleiben und zur Erhitzung von Gas und Luft dienen.

Wie beim ersten Falle, soll auch hier für Luft eine um 100° C höhere Temperatur wie für Gas erreicht werden. Die Luft besitzt beim Eintritt in den Regenerator 133° C weniger als das Gas, d. h. es muß die Luft in den Regeneratoren um 100 + 133 = 233° C mehr erhitzt werden als das Gas.

Die Wärmekapazität der Luft ist = 189,36 Kalorien.

Die zur Erhitzung der Luft um 233 ° C nötige Wärmemenge: 189,36 × 233 = 44 121 Kalorien; diese von den obigen 170 020 Kalorien in Abzug gebracht, bleiben 125 899 Kalorien zur gemeinsamen Temperaturerhöhung von Gas und Luft.

Wärmekapazität der Generatorgase = 97,724 Kalorien.

Die Wärmekapazität von Gas und Luft zusammen 189,365 + 97,724 = 287,089, rund 287,1 Kalorien.

Die Temperaturerhöhung von Gas und Luft im Regenerator um das gleiche Maß 125 899 : 287,1 = 439 ° C festhaltend, wird die Temperatur der ausströmenden Medien sein:

Gas: 400 + 439 = 839 ° C,
Luft: 277 + 233 + 439 = 949 ° „

3. Fall. Die Wärmekapazität der Verbrennungsgase ist = 279,045 Kalorien.

Die Temperaturabnahme der Verbrennungsgase im Regenerator = 769 ° C + 300 ° C = 1060 ° C.

Die von den Verbrennungsgasen in den Regeneratoren zurückgelassene Wärmemenge 279,045 × 1060 = 295 787,7 Kal.

In diesem Falle betrug der Wärmeverlust durch Strahlung und Leitung 55 %. Wir können daher aus den beim ersten Falle angeführten Gründen in den Regeneratoren einen Strahlungsverlust von 60 % annehmen, so daß durch Strahlung verloren gehen 177 472,7 Kalorien.

Es bleiben für die Regeneration zurück:

295 787,7 — 177 472,7 = 118 315,0 Kalorien.

| | |
|---|---|
| Lufttemperatur beim Eintritt in den Regenerator . | 315 ° C |
| Gastemperatur an derselben Stelle . . . . . . . | 465 ° C |
| die Differenz . . | 150 ° C. |

Es muß somit die Luft um 250 ° C höher erhitzt werden als das Gas.

Die Wärmekapazität der Luft ist = 198,3 Kalorien.

Die zur Überhitzung der Luft nötige Wärme:

198,3 × 250 = 49 575 Kalorien.

Zur gleichmäßigen Erhitzung von Gas und Luft bleiben:

118315 — 49575 = 68740,0 Kalorien.

Wärmekapazität von Gas und Luft zusammen:

107,9 [1]) + 198,3 = 306,2 Kalorien.

Temperaturzunahme 68740 : 306,2 = ~ 225° C.

Die Temperaturen der beiden Medien beim Verlassen der Regeneratoren werden sein:

Gas: 465 + 225 = 690° C.

Luft: 315 + 250 + 225 = 790° C.

Auch diese Berechnung zeigt, daß der zweite Fall der vorteilhafteste ist und der dritte Fall an Ökonomie des Betriebes gegen die beiden anderen Fälle zurücksteht.

Im dritten Falle wurde viel Kohle verbrannt, mit sehr gutem Essenzug gearbeitet und eine enorme Gas- und Luftmenge durch den Ofen gejagt; nichtsdestoweniger war die Erzeugung nicht größer, ja der Kohlenverbrauch war noch höher, die Regenerierung der Gase und der Luft ungünstiger und die Strahlung bedeutender. Die Berechnung beweist, also, daß es besser ist, mit möglichst niedriger Temperatur zu arbeiten.

A. de Boichevalier behauptete in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1882, Heft 11, daß durch die weniger hoch erhitzten, dichteren Gase eine längere Flamme und bessere Wärmeverteilung im Ofen zu erzielen sei als durch ein sehr warmes Gas. Demgemäß würden größere Öfen mit weniger hoch erhitztem Gas und Luft arbeiten können, als kleinere, und ebenso würden die größeren Öfen im allgemeinen weniger Kohle pro Einheit der Erzeugung benötigen. Arbeiten die kleineren Öfen mit kälterem Gange, so werden die Flammen bald in die Regeneratoren schlagen und veranlassen, daß Gas und Luft später höher erhitzt in den Ofen gelangen. Bei einem Martinofen findet also bis zu einem bestimmten Grade eine Selbstregulierung statt.

---

[1]) Wärmekapazität der Generatorgase.

**Berechnung der Geschwindigkeiten von Gas und Luft in den Regeneratoren unserer drei Fälle.**

Die Regeneratoren sind in allen drei Fällen gleich und jedes Paar hat 32,182 cbm Inhalt. Der Luftregenerator wird gegen den Gasregenerator im Verhältnisse der Volumina von Luft und Gas und ihrer Erhitzung im Regenerator größer sein.

### 1. Fall.

Die Erwärmung in den Regeneratoren beträgt beim Gas 305° C, bei der Luft 573° C.

Die Volumina beim Eintritt in die Regeneratoren sind für Gas 0,73 cbm und Luft 1,31 cbm.

Diese Volumina werden sich beim Austritt aus den Regeneratoren geändert haben in:

Gasvolumen pro Sekunde bei 855° C = ∾ 1,30 cbm,
Luftvolumen „ „ „ 955° C = ∾ 4,06 „

Berücksichtigt man jetzt die Temperaturzunahme und außerdem die verschiedenen Volumina von Gas und Luft, so werden sich die vorherberechneten 32,182 cbm eines Regeneratorenpaares auf Gas und Luft verteilen wie folgt:

Für 100 kg Kohle sind die Wärmekapazitäten laut S. 248 von Gas = 94,274 Kalorien und Luft 179,486 Kalorien.

Im Verhältnisse der Wärmekapazitäten sollen die Regeneratoren für Gas und Luft bemessen werden. Um die Verhältniszahlen für die relativen Größen der beiden Regeneratoren (für Gas mit 2988, und Luft mit 10284) zu erhalten, braucht man die Wärmekapazitäten nur mit den Temperaturen, um welche Luft und Gas in den Regeneratoren höher erwärmt werden sollen, zu multiplizieren.

Die Regeneratoren werden demnach mit Berücksichtigung der rationellen Erwärmung von Gas und Luft in denselben ein Volumen haben für Gas = 7,259 cbm und für Luft = 24,923 cbm.

Nimmt man die Höhe der Regeneratoren mit 3,0 m an, so ergibt sich die Fläche für Gas zu 7,259 : 3,0 = 2,62 qm,
„ Luft „ 24,923 : 3,0 = 8,307 „

Setzt man die Tiefe der Regeneratoren mit 2,0 m fest, so

erhält man die Länge für Gas zu 1,21 m und für Luft zu 4,153 m. Ist der ganze Regenerator mit Auslegerziegeln ausgestattet, so haben Gas und Luft die gleiche Geschwindigkeit, nämlich 0,60 m. In den nichtausgeschichteten Teilen der Regeneratoren wird die Geschwindigkeit für Gas und Luft = 0,30 m sein.

Gas und Luft halten sich in den vollständig ausgeschichteten Regeneratoren 5 Sekunden auf.

Ist der Regenerator $^1/_2$ m unter dem Scheitel nicht ausgeschichtet, so hält sich Gas 4,25 Sekunden und Luft 5,4 Sekunden auf.

Im Regeneratorpaare wären, wenn sie ausgeschichtet sind, die Hälfte, ca. 16,05 cbm Ausleger. Nach früherem sind aber nur $16 \times 266 = 4256$ kg erforderlich. Das ist jedoch entschieden zu niedrig gegriffen. Wenn auch nicht behauptet werden soll, daß die Regeneratoren vollkommen ausgeschichtet sein müssen, so sollte doch unbedingt ein größeres Quantum Ausleger angewendet werden, als die vorstehende Rechnung ergibt.

Der Kubikinhalt des Gitterwerkes im Regeneratorpaar alter Konstruktion war = 8,5 cbm. Dabei waren von 2,55 m Höhe nur 2,2 m ausgeschichtet. Wir würden demnach im vorliegenden Falle nur etwa 2,5 m mit Auslegern zu versehen haben, so daß der Inhalt der Ausleger nur ca. 13,4 cbm betragen würde!

---

Was die Regeneration im allgemeinen anbelangt, so erscheint es unnötig, Wind und Gas durch ein Labyrinth von Kanälen zu führen. Es genügt, in dem Regenerator eine Masse möglichst verteilt aufzustellen, welche schwer genug ist, die unbedingt nötige Wärmemenge nebst einem Überschusse an Wärme aufzunehmen. Die zu diesem Versuche erforderliche Ziegelmenge soll weiter unten noch genau kalorisch festgestellt werden. Nach Ledebur wird die Wärmeabgabe an den Regenerator befördert: durch große gegenseitige Berührungsfläche, längere gegenseitige Einwirkung und andere Nebenumstände, vor allem aber durch eine hohe

Temperatur des wärmeabgebenden Körpers (das heißt der Verbrennungsprodukte). Je größer der Unterschied in der Temperatur der wärmeabgebenden und wärmeaufnehmenden Körper ist, desto rascher erfolgt die Wärmeabgabe, wie durch Versuche von Dulong u. a. erwiesen worden ist. Dulong und Petit beispielsweise fanden, daß wenn der Temperaturunterschied mit t bezeichnet wird, die Geschwindigkeit der Wärmeabgabe in dem Verhältnisse $t^{1232}$ mit dem Temperaturunterschiede wächst.

In unserem Falle muß das Gitterwerk im Regeneratorpaar 249502 Kalorien Wärme aufnehmen. Ferner strömen Gas und Luft bereits mit höheren Temperaturen in die Regeneratoren ein. Die Regeneratoren müssen daher die entsprechende Wärmemenge noch besitzen, wenn umgesteuert wird, weil sonst eine Abkühlung von Gas und Luft im Regenerator stattfinden würde.

Da die Temperatur im oberen Teile des Regenerators entsprechend höher sein muß, werden die mittleren Temperaturen sein:

$$\text{für Gas } \frac{855 + 550}{2} = 702{,}5 \sim 703^\circ \text{ C}$$

$$\text{und Luft } \frac{955 + 394}{2} = 674{,}5 \sim 675^\circ \text{ C.}$$

Diese Temperaturen sollen unter allen Umständen im abgekühlten Regeneratorpaar herrschen.

Berücksichtigt man jetzt, daß pro Stunde 266 kg Kohle verbrannt werden, daß die Gasquantität, welche einen Regenerator passiert und hier in Betracht kommen kann, bei einem Umsteuerungsintervall von 30 Minuten 133 kg Kohle entspricht, so müßten alle auf 100 kg Kohle berechneten Werte um ein Drittel vergrößert werden, d. h. statt 249502 Kal. wären 249502 + 83167 = $\sim$ 332670 Kalorien einzuführen.

Es befinden sich 13,4 cbm Ausleger in einem Regeneratorenpaar, was einem Gewichte von 24120 kg entspricht. Die spezifische Wärme der Ausleger ist = 0,23, so wird die Wärmekapazität dieser Auslegermenge 24120 $\times$ 0,23 = 5548 Kalorien sein. Von dieser Auslegermasse sollen $^{72}/_{322}$ Teile auf 703$^\circ$ C und

$^{249}/_{322}$ Teile auf 675° C erhitzt sein, so daß die mittlere Temperatur des Auslegergitterwerkes 689 ∾ 690° C ist.

Die in den Auslegern enthaltene Wärmemenge wird demnach 5548 × 690 = 3 828 120 Kalorien betragen. Schlägt man zu dieser Wärme die vorhin berechneten 332 670 Kalorien, so erhält man 4 160 790 Kalorien als die Wärmemenge, welche das Gitterwerk im Momente seiner höchsten Erhitzung enthalten wird. Diese Wärme durch die Wärmekapazität dividiert, ergibt den Temperaturgrad, welchem das Gitterwerk ausgesetzt ist = 750° C. Es wäre dies allerdings keine allzu hohe Temperatur des Gitterwerkes; da aber die oberen Partien gewiß höher erhitzt sind, so werden die 750° C insbesondere in der Luftkammer ganz bedeutend überschritten erscheinen, was beweist, daß die vorberechnete Auslegermenge nicht übertrieben groß ist.

Nach Ledebur treten die Verbrennungsgase mit einer Temperatur von 1200° C in den Regenerator ein; es dürften daher auch die oberen Partien diese Temperaturen besitzen, und dann wird die Temperatur der austretenden Gase sich auf 300° C stellen. Die mittlere Temperatur des Gitterwerkes scheint etwa 850° C zu sein. Dann erreicht die Temperatur der Gase beim Austritte 500° C, was der Wirklichkeit in den meisten Fällen näher kommt.

### 2. Fall.

Die Erwärmung in den Regeneratoren vom Gas ist = 442° C, die der Luft 675° C.

Die Volumina beim Eintritt in die Regeneratoren sind für Gas 0,36 cbm und für Luft 0,824 cbm.

Diese Volumina werden beim Austritt aus den Regeneratoren sich geändert haben in:

Gasvolumen pro Sekunde bei 842° C = 0,60 cbm,
Luftvolumen „ „ „ 952° C = 2,39 „

Mit Berücksichtigung des beim ersten Falle Gesagten werden die beiden Regeneratoren zu berechnen sein wie folgt:

Die Wärmekapazitäten, welche 100 kg Kohle entsprechen, sind für Gas 97,724 Kalorien und für Luft 189,419 Kalorien.

Diese Zahlen mit den Temperaturzunahmen von Seite 256 (439 und 439 + 233) multipliziert, geben die Verhältniszahlen für Gas von 42901, für Luft von 127290.

Die Regeneratoren, mit vollständiger Berücksichtigung der rationellen Erwärmung von Gas und Luft werden demnach folgende Volumina besitzen:

$$\frac{32{,}182 \times 42901}{42901 + 127290} = 8{,}12 \text{ cbm für Gas,}$$

$$\frac{32{,}182 \times 127290}{42901 + 127290} = 24{,}06 \quad \text{„} \quad \text{„} \quad \text{Luft.}$$

Wählt man jetzt die Höhe der Regeneratoren mit 3,0 m, so erhält man die Fläche für Gase = 2,71 qm und für Luft zu 8,017 qm.

Die Tiefe der Regeneratoren ist = 2,0 m, daher ihre Breite für Gas 1,36 m und für Luft 4,00 m.

Ist der ganze Regenerator mit Auslegerziegeln ausgestattet, so wird die Geschwindigkeit im ganzen Regenerator gleich sein und zwischen dem Gitterwerk betragen für: Gas ∽ 0,207 m und für Luft 0,4 m.

Gas und Luft werden sich in den vollständig ausgeschichteten Regeneratoren aufhalten:

Gas: 4,06 cbm : 0,48 cbm = 8,4 Sekunden,
Luft: 12,026 „ : 1,61 „ = 7,4 „

Selbstverständlich äußert sich die höhere Erwärmung der Luft auch im Aufenthalt von Gas und Luft in den Regeneratoren.

Das Gitterwerk im Regeneratorpaar muß eine Wärme von 293139 Kalorien aufnehmen.

Die Temperaturen, welche im Mittel im Regenerator vorherrschen, sind:

$$\text{Gas: } \frac{839 + 400}{2} = \backsim 620^\circ \text{ C,}$$

$$\text{Luft: } \frac{949 + 277}{2} = 613^\circ \text{ C.}$$

Diese Temperaturen sollen, wie schon beim ersten Falle,

unter allen Umständen im abgekühlten Generatorenpaare vorhanden sein.

Pro Stunde werden 189 kg Kohle verbrannt.

Die pro Umsteuerungsintervall in Betracht kommende Gasmenge entspricht 94,5 kg Kohle.

Es wird sich die angegebene, 100 kg Kohle entsprechende Wärmemenge von 293139 Kalorien in 277016 Kalorien ändern. Wenn, wie beim ersten Falle, 13,4 cbm Ausleger gerechnet werden, was einem Gewichte von 24120 kg entspricht, so werden bei einer spezifischen Wärme von 0,23 die Ausleger eine Wärmekapazität von 5548 Kalorien besitzen.

Das Volumen eines Regeneratorpaares ist = 32,2 cbm.

Nach den Volumina von Gas und Luft und ihrer Erhitzung besitzen Gas- und Luftregenerator verschiedene Größen, dementsprechend auch das Gitterwerk, und in weiterer Folge berechnet sich dann die im Gitterwerk vorzufindende nötige mittlere Temperatur mit:

$$^{81}/_{322} \times 620^{\circ}\text{ C} + {}^{241}/_{322} \times 613^{\circ}\text{ C} = \sim 615^{\circ}\text{ C}.$$

Daraus ergibt sich die in den Regeneratoren aufgespeicherte Wärmemenge mit

| | |
|---|---|
| 5548 × 615 = | 3412020,0 Kalorien; |
| hierzu die früher gefundenen = | 293139,0 „ |
| gibt | 3705159,0 Kalorien. |

Die im Regenerator vorherrschende höchste mittlere Temperatur findet man zu 3705159 : 5548 = ~ 670° C.

### 3. Fall.

Die Erwärmung von Gas und Luft in den Regeneratoren ist = 225° C resp. 475° C.

Die Volumina beim Eintritt in den Regenerator sind für Gas bei 465° C = 1,08 cbm, für Luft bei 315° C = 1,355 cbm.

Diese Volumina ändern sich bis zum Austritt aus dem Regenerator: für Gas von 690° C in 1,41 cbm, Luft von 790° C in 2,356 cbm.

Mit Berücksichtigung des früher Gesagten wird sich die Größe der beiden Regeneratoren wie folgt bestimmen:

Die 100 kg Kohle entsprechenden Wärmekapazitäten sind für Gas nach Seite 248 107,891 Kalorien, für Luft 198,38 Kal. Die Verhältniszahlen für die Berechnung der Volumina der Regeneratoren werden sein für Gas 107,891 × 225 = 24 275 und für Luft 198,38 × 475 = 94 230,5, zusammen 118 505,5 Kal.

Die Inhalte der Regeneratoren ergeben sich daraus für den

$$\text{Gasregenerator zu } \frac{32{,}182 \times 24\,275}{118\,505} = 6{,}592 \text{ cbm,}$$

$$\text{Luftregenerator zu } \frac{32{,}182 \times 94\,230}{118\,505} = 25{,}91 \text{ „}$$

Das pro Stunde verbrannte Kohlenquantum ist = 189 kg, das Auslegergewicht in einem Regeneratorenpaar = 24 120 kg, somit die Auslegermenge gleich der $\frac{24\,120}{189}$ = 128 fachen Kohlenmenge. Allerdings baut man heute die Regeneratoren nicht so groß und wird daher der Siemensschen Angabe, daß das Auslegergewicht in einem Regeneratorenpaar gleich dem 16 bis 17 fachen Kohlengewicht, welches zwischen zwei Umsteuerungen verbrannt wurde, sein soll, der Wirklichkeit näher kommen; berücksichtigt man aber, daß bei der alten Konstruktion (im vorliegenden Falle) die Regeneratoren 8,5 cbm = 15 300 kg Ausleger in zwei Kammern hatten, so erkennt man, daß auch bei den bestehenden Öfen die Auslegermenge (Gewicht des Gitterwerkes gleich dem 81 fachen Gewichte der zwischen zwei Umsteuerungen verbrannten Kohle) gegen Siemens sehr hoch gewählt worden ist.

Die Höhe der Regeneratoren mit 3,0m, die Tiefe mit 2,0 m angenommen, gibt, wenn für Gas eine Fläche von 2,197 qm und für Luft eine solche von 8,530 qm vorausgesetzt wird:

die Breiten der Regeneratoren für Gas zu 1,099 m, für Luft zu 4,265 m.

Die Geschwindigkeiten im ganzen Regenerator und die Aufenthaltszeiten der Medien in den Regeneratoren, wenn dieselben mit Auslegern vollgeschichtet sind, werden sein für Gas 1,14 m, Luft 0,43 m, Gas 2,4 Sekunden und Luft 6,5 Sekunden.

---

Stellt man die berechneten Zahlen der Geschwindigkeiten und Aufenthaltszeiten für alle drei Fälle zusammen, so erhält man folgendes Bild:

| | Geschwindigkeit für: | | Aufenthaltszeit für | |
|---|---|---|---|---|
| | Gas | Luft | Gas | Luft |
| 1. Fall: | 0,60 m | 0,60 m | 4,25 Sek. | 5,4 Sek. |
| 2. „ | 0,207 „ | 0,40 „ | 8,4 „ | 7,4 „ |
| 2. „ | 1,14 „ | 0,43 „ | 2,4 „ | 6,5 „ |

Die Daten der Temperaturzunahme im Regenerator sind:

| | 1. Fall | | 2. Fall | | 3. Fall | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | Gas | Luft | Gas | Luft | Gas | Luft |
| in Graden Celsius | 305 | 573 | 439 | 675 | 225 | 475 |
| Differenz. . . . | 268° C | | 236° C | | 250° C. | |

Daraus ist zu entnehmen, daß die Differenz, um welche die Luft im Regenerator mehr erhitzt wurde als das Gas, in allen drei Fällen nahezu gleich groß ist. Die Regeneration ist im zweiten Falle die stärkste, der Aufenthalt von Gas und Luft im Regenerator günstiger wie in den anderen zwei Fällen. Wir setzen daher fest: 1. Die Maximalgeschwindigkeit von Gas und Luft im Regenerator ist = 1,0 m pro Sekunde; je geringer diese Geschwindigkeit, desto besser die Erhitzung. 2. Die Aufenthaltszeiten hängen von den Temperaturen der Medien beim Eintritt in die Regeneratoren ab, sollen nicht unter 4,0 Sekunden sein und zueinander in einem Verhältnisse stehen, welches gegeben ist durch die Produkte aus Wärmekapazität und dem Grade der Erhitzung im Regenerator. 3. In den so berechneten Regeneratoren sollen zirka fünf Zwölftel des ganzen Raumes mit Auslegern ausgeschichtet sein; es ist das beiläufig das 100- bis 120fache Gewicht der pro Stunde verbrannten Kohle pro Regeneratorpaar gerechnet. Damit wäre allerdings eine weit höhere Ziffer erreicht, als eine solche früher nach Siemens angeführt wurde.

Bez. des Gewichtes der Ausleger ist zu berücksichtigen, daß man die Regeneratoren mit Auslegern nicht überladen darf. Wenn Luft oder Gas Gelegenheit finden, recht lange mit einem Gitterwerk, welches auf eine höhere Temperatur

erhitzt ist, in Berührung zu bleiben, so wird der Ausgleich der Temperaturen besser stattfinden, als wenn diese Zeit nur kurz ist.

Ist kein Gitterwerk im Regenerator, so wird die Erhitzung unbedeutend sein; der Aufenthalt von Gas und Luft im Regenerator hat sein Maximum erreicht. Füllt man den Regenerator mit Auslegern an, so daß nur unendlich kleine Kanäle bleiben, so werden die Medien mit unendlicher Geschwindigkeit durchstreichen und unerhitzt austreten.

Ein besonderes Gewicht ist darauf zu legen, daß die Regeneratoren den zu erwärmenden Medien Gelegenheit bieten, sich im Raume der Kammern gleichmäßig zu verteilen. Schönwälder[1]) beispielsweise will die Ausnutzung aller Teile der Regeneratorkammern durch Einbau einer Zunge in den Leitungskanal und Teilung des Regenerators in zwei Hälften erreichen. Es ist das eines der vollkommensten Systeme, um so mehr, als es eine Regulierung während des Betriebes gestattet.

Je mehr Oberfläche dem Gase und der Luft dargeboten ist, desto leichter geht die Temperaturzunahme vor sich. Wenn wieder zum Extrem gegriffen wird, so müßte man eine unendlich dünne Schicht anordnen, welche dann ebenso leicht die ganze aufgenommene Wärme wieder abgibt. Es muß unbedingt eine Dimension angewendet werden, welche genügend groß ist, um für die Zeit der Wärmeabgabe von innen nach außen Wärme abzugeben, und zwar jene Wärme, welche bei der früheren Umsteuerungsperiode von den Auslegern aufgenommen wurde.

---

Die Dicke der Ausleger hängt von der Geschwindigkeit ab, mit welcher die Gase und die Luft die Regeneratoren passieren. Macht sich eine große Durchzugsgeschwindigkeit erforderlich, so werden kleine Auslegerdimensionen (Dicken) zu wählen sein.

Was das Verhältnis der Dicke der Ausleger zu den Dimensionen der zwischenliegenden Kanäle anbelangt, so wird dasselbe von den spezifischen Wärmen abhängig sein. Die

[1]) „Stahl und Eisen", 1892, Nr. 22, S. 989.

spezifische Wärme der Ausleger muß zu der durchschnittlichen spezifischen Wärme von Gas und Luft in einem gewissen Verhältnisse stehen, und dieses Verhältnis muß den Dimensionen der Ausleger entsprechen.

Die spezifische Wärme gibt gleichzeitig ein Bild für die Erwärmbarkeit: je niedriger die spezifische Wärme ist, desto leichter wird die Aufnahme von Wärme sein, weil ein um so geringeres Wärmequantum genügen wird, um eine Temperaturerhöhung um 1° C hervorzubringen.

In den drei Fällen wird die durchschnittliche spezifische Wärme des Gases gefunden werden können, wenn man die vorangegebene Wärmekapazität durch das Gewicht dividiert.

1. Fall: 94,274 : 343,105 = 0,275
2. „ 97,724 : 369,31 = 0,265
3. „ 107,891 : 345,517 = 0,312.

Die spezifische Wärme der Luft ist = 0,238.

In den ersten zwei Fällen kann man die spezifische Wärme mit 0,270 annehmen und daraus ersehen, daß die Kanäle kleiner sein sollen als die Auslegerdicke.

Wenn die Ausleger mit 160 mm gewählt werden, so sind die Kanäle $\frac{160 \times 0{,}21}{0{,}27} = 124$ mm weit zu machen.

Das Verhältnis zwischen den Auslegern und Kanälen von 160 : 124 ist in allen Fällen zu empfehlen.

Im Luftgenerator kann man die Breiten und die Höhen der Kanäle und Ausleger gleich halten. Leider hat man bis jetzt auf diese Wärmeverteilungen so wenig Rücksicht genommen, daß genaue Daten nicht zu erlangen sind. Dem Gitterwerk ist überhaupt nur wenig Aufmerksamkeit geschenkt worden, trotzdem, daß die richtige Bemessung desselben noch manche Vorteile für den Betrieb der Siemens-Martin-Öfen mit sich bringen dürfte.

Vorteilhaft ist es, hinter einer Lage Ausleger einen freien Raum anzuordnen, in welchem Gas und Luft mit den Auslegern längere Zeit in Berührung bleiben. Dies ist allerdings

nur bei liegenden Regeneratoren gut ausführbar, bei stehenden Kammern aber unmöglich. Vielleicht ließe sich eine Anordnung ähnlich den steinernen Winderhitzern bei Hochöfen

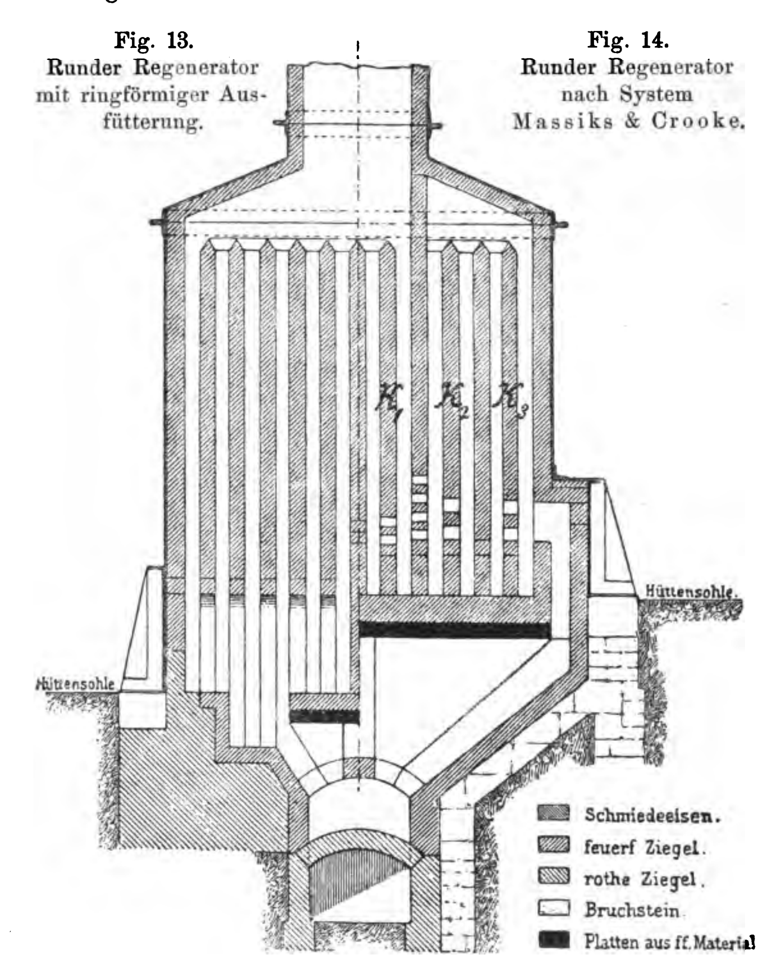



Fig. 13. Runder Regenerator mit ringförmiger Ausfütterung.

Fig. 14. Runder Regenerator nach System Massiks & Crooke.

nach System Massiks & Crooke schaffen, z. B. in der in der Skizze Fig. 14 gegebenen Art. Dabei ist zwar zu bedenken, daß die Geschwindigkeit von Gas und Luft erhöht wird; aber die Berührungsflächen erhalten eine Größe,

wie sie kaum bei anderer Anordnung gefunden werden. Außerdem befindet sich der heißeste Teil der Kammer $K_1$ in der Mitte und wird durch Strahlung seine Wärme nicht ins Freie, sondern an die ringförmigen Kammern $K_2$ und $K_3$ abgegeben. Mehr als drei Auf- bzw. Abstiege für Gase und Luft soll man nicht anwenden, weil sonst deren Geschwindigkeit in den Regeneratoren zu groß wird. Auch würden die Leitungswiderstände steigen, was wieder einen schärferen Essenzug nötig machen würde. Man kann das Volumen des Regenerators ja immer noch vergrößern, indem man die Ringe zwischen den Hauptringen $K_1$, $K_2$, $K_3$ vermehrt. Die 160 mm stark gemachten Ringe werden gegeneinander versteift, während die Räume zwischen den Ringen 130 mm weit gewählt werden. Man erhält auf diese Art leicht das nötige Quantum Auslegerringe in dem Regenerator.

Die Kammern sollen weiter nicht allzu hoch sein; doch darf man auch nicht zu niedrig greifen.

Sieht man von dem Vorteile, den heißesten Teil der Kammer in der Mitte zu haben, ab, so kann man bei Anordnung von kreisrunden Regeneratoren durch Einbau konzentrischer Ringe eine Regeneratorenausgitterung herstellen, welche einen möglichst langen Aufenthalt der Medien in den Regeneratoren bei geringen Reibungswiderständen und großer strahlender Fläche zuläßt. Diese Anordnung ist in Fig. 13 skizziert.

Die Berührungsflächen bestehen im vorliegenden Falle aus den beiden Seitenflächen der Ausleger, welche der Erwärmung gleichmäßig dargeboten werden, was bei den zu einem Gitterwerke geschichteten Auslegern nicht der Fall ist, weil die letzteren augenscheinlich höher erhitzt werden als an den Enden. Von den Stirnflächen wird man bei stehenden Regeneratoren in beiden Fällen absehen können. Bei liegenden Regeneratoren dagegen wäre diese Anordnung einfach und mit Vorteil ausführbar.

Die Vorteile der Regeneratoren mit kreisrundem Querschnitte ergeben sich aus der Tatsache, daß beim Kreise die Peripherie mit Rücksicht auf die Fläche kleiner als der Umfang jeder anderen Figur ist. Man wird daher bei kreis-

förmiger Begrenzung die geringste Ausdehnung der strahlenden Fläche haben, was von Vorteil sein muß. Außerdem haben die kreisrunden Regeneratoren keine Ecken, welche die Reibung vergrößern und die Bewegung von Gas und Luft erschweren, gleichzeitig aber auch jene Stellen sind, wo die größten Wärmeverluste durch Strahlung sich nachweisen lassen.

Zu berücksichtigen ist andererseits, daß man durch Zusammenschieben zweier eckiger Regeneratoren die strahlende Fläche verkleinern kann, wodurch naturgemäß wieder die Gefahr des Übertrittes von Gas und Luft aus einer Kammer in die andere geschaffen wird. Dagegen könnte man beide Regeneratorkammern einer Ofenseite wieder in einen runden Regeneratormantel einbauen usf.

Man sieht eben, daß man bei Neuanlagen immer die Frage zu ventilieren haben wird, ob man die Regeneratoren nach altem Brauch unter den Herd legen soll, oder ob sie nicht besser seitwärts geschoben und eine einfache Verbindung mit dem Herde hergestellt wird und die Regeneratoren selbst nach Art der Winderhitzer bei Hochöfen mit kreisrundem Querschnitte hergestellt werden.

Dabei läßt sich auch der Übelstand berücksichtigen, dem allerdings an sich nicht schwer abzuhelfen ist, auch wenn man die alte Anordnung vorzieht: die Kanalisation zwischen Regenerator und Herd, welche das Eintreten der Schlacke in den Regenerator verhindert (Schlackensack).

Hier wäre vielleicht auch der Ort, darauf hinzuweisen, daß es vorteilhaft ist, den Boden der Regeneratorkammer tiefer zu legen wie die Sohle des Anschlußkanales zur Umsteuerung. Dann nämlich kann eventuell im Regenerator abfließende Schlacke nicht in den Verbindungskanal eintreten, wo sie verengend auf dessen Querschnitt einwirken und so zu Stillständen die Veranlassung geben würde.

Nachteile liegender Regeneratoren gegenüber stehenden konnten bisher nicht festgestellt werden.

Über die Größen der in Anwendung stehenden Regeneratoren ließe sich außer den vorerwähnten, dem Buche Breslauers entnommenen Daten noch anführen, was Professor Sóltz in seiner Arbeit: „Die Martinöfen und die Martinstahlfabrikation" und Jules G. Fresson in seiner Arbeit: „Über die Erzeugung von Martinstahl in den Vereinigten Staaten von Nordamerika[1]) sagt. Es sei jedoch nur darauf hingewiesen, daß, wenn die Essengase eine Temperatur von nur 200° C oder gar 100° C besitzen sollen, die Temperatur der in den Herd einströmenden Gase und Luft aber möglichst hoch sein soll, die bestehenden Regeneratoren im allgemeinen zu klein gewählt erscheinen. Insbesondere gilt dies für die Luftregeneratoren, welche, wenn sie die Luft so hoch zu erhitzen haben, daß deren Temperatur beim Austritte höher ist als jene des Gases an derselben Stelle (da doch die Temperatur der Luft beim Eintritt in den Regenerator gegen die Temperatur des Gases bedeutend zurücksteht), fast immer zu klein ausgeführt sind.

---

Welche Folgen treten nun ein, wenn die Regeneratoren zu groß sind?

Faßt man den Zweck der Kammern ins Auge und verfolgt Gas und Luft auf ihrem Wege durch dieselben, so findet man, daß zu große Regeneratoren wohl Nachteile haben können, daß diese aber entschieden weniger ins Gewicht fallen, als wenn man es mit einem zu kleinen Regenerator zu tun hat. Wurde der Weg der Gase durch ein kompliziertes Gitterwerk nicht unnötigerweise verlängert und in weiterer Folge die Reibung der Medien an dem Gemäuer überflüssig erhöht, so sind bei starkem Essenzuge die Nachteile zu großer Regeneratoren nur unbedeutend. Die großen Regeneratoren werden eine große Abkühlung der Verbrennungsgase mit sich bringen, und, wenn diese eine Temperatur von weniger als 200° C im Gefolge haben würde, so wird zwar ein schlechterer Essenzug, gleichzeitig aber auch eine

[1]) Deutsch von F. Toldt, „Österr. Zeitschrift für Berg- u. Hüttenwesen", 1887, Nr. 4, S. 173.

bessere Ausnutzung des Brennmaterials vorhanden sein. Wird bei zu großen Regeneratoren das Extrem erreicht oder gar überschritten, so daß eine Abkühlung auf 100° C und noch weniger eintritt, dann hat man mit einer unnützen Vergrößerung des Anlagekapitals und der Erhaltungskosten zu rechnen. Weiter ist bei zu großen Regeneratoren mit dem Übelstande zu rechnen, daß Gas und Luft große Räume ausfüllen müssen, bevor sie auf dem Herde zur Verbrennung gelangen. Dies macht sich jedenfalls bei regelmäßigem Ofenbetrieb ungünstig fühlbar, wenn der Herd längere Zeit ohne frische Gase stehen muß, insbesondere dann, wenn das Umsteuerungsintervall kurz ist. Man soll daher dafür sorgen, daß ein Gasmangel unmittelbar nach dem Umsteuern nicht über 20 Sekunden anhalte. Darauf, daß bei zu großen Regeneratoren eine allzu starke Abkühlung stattfinden kann, und daß die Generatorgase daher mit einer höheren Temperatur einströmen würden, als sie die unteren Partien des Regenerators besitzen, wurde bereits auf Seite 110 hingewiesen. Ein weiterer Übelstand wäre der, daß die großen Kammern eine zu große Strahlungsfläche besitzen, was einen größeren Wärmeverlust bedeutet.

Tatsächlich ist die Gefahr, daß die Regeneratoren zu groß angelegt werden, nur in geringem Maße vorhanden; im Gegenteil wird meist gerade der entgegengesetzte Fehler begangen: die Dimensionen der Regeneratorkammern werden zu klein gewählt. Davor ist naturgemäß auf Grund der vorstehenden Rechnungen, mit Rücksicht auf die ökonomische Ausnutzung des Brennstoffes, nur zu warnen.

---

Von großer Wichtigkeit bei der Konstruktion der Regeneratoren ist die richtige Anordnung der Eintritts- und Austrittsöffnungen.

Schlecht ist die Anordnung, wie sie die nebenstehenden Fig. 15 und 16 zeigen, weil sowohl bei dem liegenden (Fig. 15) wie bei dem stehenden (Fig. 16) Regenerator nur der schraffierte Teil bei der Regenerierung zur Geltung kommen wird.

Man muß eben trachten, eine gleichförmige Verteilung der gasförmigen Medien im Regenerator zustande zu bringen, was durch Beobachtung zweier Punkte zu erreichen ist: man hat erstens möglichst symmetrische Querschnittsformen beim Ein- und Austritt anzuwenden und zweitens eine dem falschen Zuge der Gase begegnende Ausschichtung (oder Ausschlichtung) des Regenerators vorzunehmen; d. h. man muß den kürzeren Weg dichter ausschichten und dem längeren Wege größere Zwischenräume geben. Ein

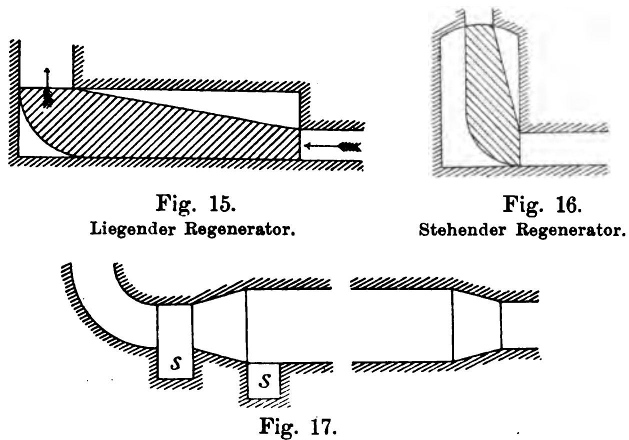



Fig. 15.
Liegender Regenerator.

Fig. 16.
Stehender Regenerator.

Fig. 17.
Liegender Regenerator. $S$ = Schlackensack.

dritter, wesentlicher Punkt, der leider nur schwer eingehalten werden kann, ist der: man soll trachten, alle Weglängen gleich zu machen.

Durch Berücksichtigung dieser wichtigen Regeln beim Entwurfe der Regeneratoren werden diese Ofenteile an Zweckmäßigkeit wesentlich gewinnen.

Soll als Regenerator-Auslegermaterial Eisen verwendet werden (wobei von einer etwa stattfindenden Oxydation, insbesondere in der Luftkammer, vorderhand abgesehen werden soll), so kann das nur an den kühlsten Stellen der Regeneratorpartien, bei stehenden Regeneratoren am Fuße derselben oder in den den Umsteuerungen zunächst liegenden Teilen, geschehen. Welchen Wert eine derartige Ausschichtung aber

hat, das kann nur der praktische Versuch klarlegen. Bezüglich der Wahl der Eisenart hat man zu berücksichtigen, daß die Schmelztemperatur des Schmiedeeisens 1600° C, also höher als jene des Gußeisens ist. Man hätte demnach unbedingt Schmiedeeisen zu wählen und das auch schon aus dem Grunde, weil die Oxydation beim Gußeisen rascher vor sich gehen würde.

In den oberen Partien der Regeneratoren, wo wir Temperaturen von über 1200° C erreichen, können eiserne Ausleger allerdings unter keinen Umständen Anwendung finden. Anders in den unteren Gitterwerkslagen; dort könnte man gewiß jene Abteilungswände aus Schmiedeeisen herstellen, welche unmittelbar am Eintritt in den Regenerator angeordnet sind, und auf welchen über dem Kanalscheitel gewöhnlich das Gitterwerk aufgebaut ist.

Durch den Einbau von Schmiedeeisenauslegern würde man erreichen, daß 1. die Verbrennungsgase im letzten Moment vor Austritt aus dem Regenerator noch leichter wie bei Schamottesteinen der Wärmemenge beraubt werden, welche ihnen eine höhere Temperatur, als sie der untere Teil des Gitterwerkes besitzt, verleiht, 2. nach erfolgter Umsteuerung diese Wärme dem eintretenden Gase und insbesondere der kälteren Luft rasch mitgeteilt wird.

Eine solche Anordnung wäre für den Luftregenerator von besonderem Vorteil und vielleicht hier nur allein anzuwenden, weil in demselben eine raschere Wärmemitteilung stattfinden soll.

Die Ausschichtung des kälteren Teiles vom Regenerator, oder was noch besser wäre, des letzten Teiles der Zuströmkanäle mit Auslegern aus Schmiedeeisen ist damit zu begründen, daß diese guten Wärmeleiter die von den Verbrennungsgasen zurückgebliebene Wärme rascher aufnehmen werden als Schammottesteine; ein schnellerer Temperaturausgleich zwischen den Gasen, der Luft und dem Gitterwerke würde die unmittelbare Folge sein. Den Gasen werden kurz vor ihrem Austritte die letzten Mengen Wärme auch leichter entnommen werden können.

Die durchströmenden Generatorgase und die Luft nehmen die Wärme von den Auslegern rasch an und kühlen diese bis zur nächsten Umsteuerung wieder ab. Dies wird dadurch begünstigt, daß die Schmiedeeisenausleger die Wärme leichter abgeben als solche aus Schamotte.

Zur Beleuchtung des Gesagten dienen folgende von Forbes angegebene Zahlen:

Eine Platte von 1 mm Dicke ist auf einer Seite um 1° C höher erhitzt als auf der anderen. Pro Sekunde und Quadratmillimeter werden die verschiedenen Substanzen die nachfolgenden Wärmemengen, welche in Milligramm von 0° auf 4° C erhitzten Wassers angegeben sind $\left(\frac{\text{Kal.}}{1\,000\,000}\right)$, durchleiten, wobei zur Vergleichung, da diese Bestimmung für Schamottesteine nicht durchgeführt wurde, Zement und Quarzsand als die zutreffendsten Substanzen angeführt werden sollen (Zement 0,01625, Quarzsand 0,0131).

Für Schmiedeeisen lauten diese Zahlen mit Bezug auf 0° = 20,70, 50° = 17,72, 100° = 15,67, 150° = 14,45, 200° = 13,57 und 275° = 12,40.

Man sieht, daß die Wärmeleitungsfähigkeit mit der Temperaturabnahme eine progressive Zunahme aufweist.

Für uns sind die Verhältnisse der Leitungskoeffizienten verschiedenen Materialien maßgebend, und diese zeigen, daß die Wärmeleitung des Eisens gegen Zement und Quarzsand und wahrscheinlich auch gegen Schamottesteine sehr groß ist. Da aber aus den oben angegebenen Gründen die ausschließliche Verwendung von Auslegern aus Schmiedeeisen nicht durchführbar ist, die angeführten Zahlen über die Wärmeleitung aber für eine solche sprechen, so kann man selbst einer nur teilweisen Benutzung des Schmiedeeisens zu diesem Zwecke nur das Wort reden.

Daß dabei auf die Ausdehnung des Schmiedeeisens Rücksicht genommen werden muß, welche zwischen 0 und 100° C 0,0000123504 für 1° C beträgt (gegen Ziegel 0,000004928

und Bausteine 0,0 000 080 809 oder 0,000 008 985)[1]), braucht wohl nicht besonders erwähnt zu werden.

Auf der anderen Seite darf aber auch nicht vergessen werden, daß für die Verwendung von Schamotteauslegern der Preis spricht.

Für Eisen wiederum spricht dessen spezifisches Gewicht sowie der Umstand, daß man ein kleineres Auslegervolumen und eine größere Aufenthaltszeit der Medien in den Regeneratoren gewinnen wird.

Um das erstere zu beweisen, sei folgende Rechnung durchgeführt:

Die spezifischen Wärmen sind für Schamottesteine 0,23, für Eisen 0,1138.

1 cbm Eisen wiegt 7200 kg, 1 cbm Schamottesteine 1800 kg.

Die Wärmekapazitäten sind somit:

Eisen . . . $7200 \times 0{,}1138 = 819{,}36$ Kalorien,
Schamottesteine $1800 \times 0{,}23 = 414{,}00$ „

Eisen wird somit imstande sein, nahezu zweimal so viel Wärme aufzunehmen, wie Schamottesteine; man würde daher nur das halbe Volumen Ausleger benötigen; auch wird man bei Eisenauslegern größere Querschnitte benutzen können.

Von großem Nachteile ist allerdings die Oxydation. Nach Erfahrungen, welche beim Pietzka-Ofen gemacht wurden, gestatten Rekuperatorrohre aus Eisen eine Steigerung der Temperatur über 400° C deshalb nicht, weil sie durch Oxydation zu rasch zugrunde gehen. Man würde daher die Eisenausleger vor den Regeneratoren, dort wo die Gastemperatur unter 400° C ist, anzuwenden haben, und so könnten bei verhältnismäßig langer Dauer noch ziemliche Wärmemengen dem Prozesse zugeführt und eine Brennstoffersparnis erzielt werden.

Zum Schlusse der Besprechung der Regeneratoren soll noch das Ergebnis von Messungen, welche Le Chatelier[2])

---

[1]) Freiherr Jüptner v. Jonstorff, Die Untersuchung von Feuerungsanlagen, S. 373. Nach Lavoisier und Laplace resp. Adie.

[2]) Dinglers polytechnisches Journal. Bd. 286. Heft 3, S. 65.

durchführte, und welches hier vielleicht am Platze ist, gegeben werden.

| | |
|---|---|
| Das Generatorgas hatte beim Verlassen des Generators | 720° C, |
| das Gas beim Eintritt in den Regenerator | 400° „ |
| das Gas beim Verlassen des Regenerators | 1200° „ |
| die Luft den Regenerator verlassend | 1000° „ |
| das Essengas | 300° „ |
| Die Temperaturen im Herd des Ofens stellen sich am Ende der Einschmelzung des Roheiseneinsatzes auf | 1420° „ |
| beim Garen des Stahles auf | 1500° „ |
| Die Stahltemperatur am Anfang des Abstiches war gleich | 1580° „ |
| am Ende des Abstiches = | 1490° „ |
| bei Fassonguß | 1520° „ |

Diese Daten gelten für mittelharten Stahl; für weiche Stahlsorten sind die Temperaturen um etwa 50° C höher[1]).

Le Chatelier schließt daran die Schmelztemperaturen einiger Legierungen: Manganstahl (13prozentig) 1260° C, Nickeleisen (25prozentig) 1230° C, Aluminiumbronze (10prozentig) 980° C, Zinnbronze (20prozentig) 790° C, Zinkbronze (35prozentig) 880° C.

Osmond hat mit dem Pyrometer von Le Chatelier die Schmelzpunkte bestimmt für: reines Eisen zu 1500° C, Stahl mit 0,1% C 1475° C, Stahl mit 0,3% C 1455° C, Stahl mit 0,9% C 1410° C und Eisen mit 2,38% C 1130° C.

## 6. Gas- und Luftaustrittschlitze der Regeneratoren.

(Taf. V.)

Der Teil der Siemens-Martin-Öfen, welcher die Austrittschlitze für Gas und Luft enthält, wird vielfach auch

[1]) Die Temperaturen im Herde des Ofens erscheinen gegen die Stahltemperaturen zu niedrig. Erstere sind gewiß nicht unbedeutend höher als die Stahltemperatur; sie könnten nur durch präzise Messungen bestimmt werden.

als „Brenner" bezeichnet. Durch ihn sollen Gas und Luft derart geführt werden, daß eine rationelle Verbrennung wie bei Gasbrennern zu Heizungs- oder Beleuchtungszwecken resultiert.

Auf Tafel V[1]) sind eine Anzahl Brennerkonstruktionen dargestellt, welche alle darauf hinausgehen, daß man 1. das Gas in mehrere Ströme (*b* in den Skizzen) teilt, jeden einzelnen Gasstrom von zwei Luftströmen (*a* in den Skizzen) einschließen (Skizze 1, 2 und 3, Tafel V) oder 2. Gas und Luft nebeneinander (Skizze 9 und 12) oder 3. auch übereinander (Skizze 5, 6, 14, 15 und 13, Taf. V) aus zwei größeren Schlitzen (Skizze 5 und 14, Taf. V) ausströmen oder 4. Gas und Luft im Ofen (Skizze 14 und 15 Taf. V) (Herd) oder 5. vor (Skizze 4, 7 und 9 bis 11, Taf. V) demselben in einer Vorkammer zusammentreten und verbrennen läßt.

Man empfiehlt naturgemäß auch weniger einfache Konstruktionen, so bringt beispielsweise Const. Steffen[2]) eine Luft- und Gaszufuhr, welcher das Prinzip des Bunsenbrenners zugrunde legt, in Vorschlag. Bei diesem Brenner vereinen sich Luft und Gas vor dem Herd und treten durch acht Schlitze in den Herd.

Alle derartigen Entwürfe zu erörtern, würde zu weit führen; es sollen vielmehr nur die allgemeinen Regeln festgelegt werden, welche bei Konstruktion des Brenners im Auge zu behalten sind.

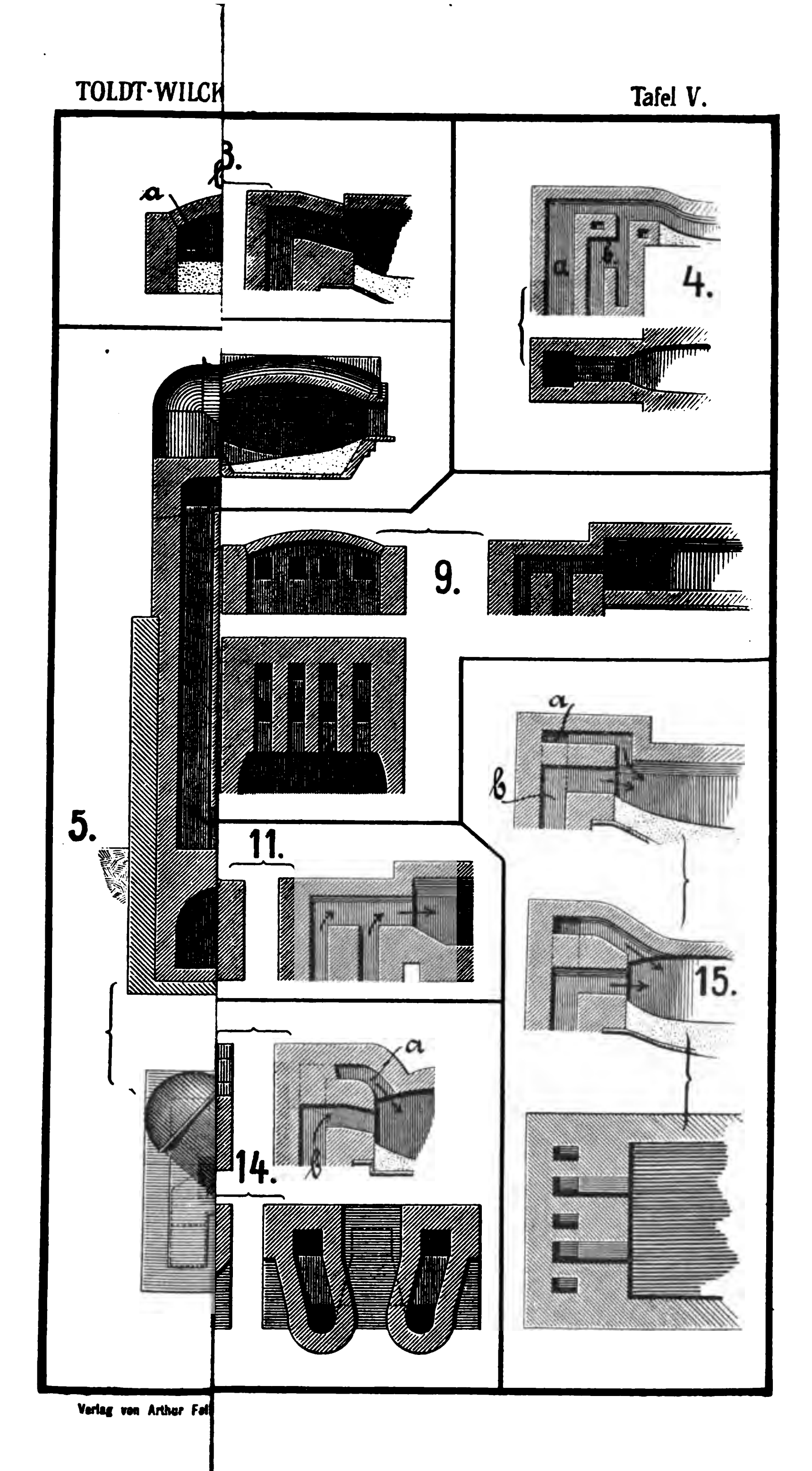
Vor allem ist zu erwähnen, daß wir es hier mit einem jener Teile des Ofens zu tun haben, welche der Abnutzung am meisten ausgesetzt sind, weshalb eine einfache Konstruktion immer die beste sein wird.

Früher war das niedergezogene Gewölbe der Zerstörung besonders preisgegeben, heute, wo man meist Kuppelgewölbe anordnet, fällt diese Sorge weg.

---

[1]) Stahl und Eisen (Studie über Gas- und Luftzuführungen bei Martin-Öfen v. Schmidhammer), 1894, S. 751 u. a. Quellen.

[2]) Const. Steffen, Neue Martinstahlanlage. „Stahl und Eisen", 1887, Nr. 6, S. 382.




Verlag von Arthur Fel

Besonders empfehlen würden sich abhebbare, d. h. auswechselbare Brenner. Solche wird man den meisten Konstruktionen anpassen können, und vielleicht nur in der Armatur des Ofens wird ein kleines, aber überwindbares Hindernis liegen.

Eine weitere, recht vorteilhafte Einrichtung wäre eine Vorrichtung zum Absperren der Austrittschlitze der Regeneratoren. Wenn nämlich der Ofen abgestellt wird, falls eine kurze Reparatur am Herde vorzunehmen ist, was doch nach jedem Abstiche geschehen muß, so strömt ein Teil der in den Regeneratoren aufgestapelten Wärme in den Herd und geht dort für den Prozeß verloren. Dies könnte durch eine derartige Anordnung verhindert oder zum mindesten verringert werden.

Schon bei vielen Öfen hat es sich bewährt, den Brenner gegen die Ofenmitte, und zwar in der Richtung zur Arbeitsseite hin zu verschieben. Man will so die Möglichkeit haben, die Arbeitsseite, welche durch das Öffnen der Arbeitstür bedeutend abgekühlt wird, weil die eintretende kalte Luft die Gase gegen die Stichseite drückt, stärker zu erhitzen, um der Abkühlung zu begegnen. Von Vorteil könnte es vielleicht auch sein, die Arbeitstüren, besonders bei großen Öfen, nur als solche zu benutzen, zur Kontrolle des Ganges der Charge aber besondere kleinere Schauöffnungen im Mauerwerke oder vielleicht auch in den Türen der Arbeitsöffnungen anzuordnen. Von der Anbringung besonderer Schauöffnungen wird vielleicht deshalb abzusehen sein, weil dann die Seitenwandung zu sehr geschwächt wird, welches Bedenken bei richtiger Anordnung der Öffnungen übrigens wegfällt. Immerhin ist das wiederholte weite Öffnen der Ofentüren während der Charge aus Gründen der Betriebsökonomie zu vermeiden.

Was die Anordnung der Luft- und Gasschlitze anlangt, so empfiehlt Friedr. Siemens einen horizontalen Schlitz für das Gas, über welchem ein solcher für die Luft angebracht ist (vgl. Fig. 14, Taf. V). Letzterer soll von etwas größerem Querschnitte sein und den Gasschlitz auf beiden Seiten an Länge überragen.

Von der Ansicht ausgehend, daß das Gewicht der Gase

größer ist als jenes der Luft, was in manchen Fällen zutreffen mag, hat man es auch versucht, das Gas über der Luft einströmen zu lassen, erreichte aber so meist nur eine lange Flamme. Dies erklärt sich derart, daß die Mischung unvollständig war, was eine Folge der geringen Gewichtsdifferenz der beiden Medien, welche bei der großen Geschwindigkeit, die beim Eintritt in den Herd vorherrscht, gar nicht zum Ausdrucke kommen kann, sein mag. Es dürfte also nur dann vorteilhaft sein, Gas über Luft in den Herd eintreten zu lassen, wenn eine bedeutende Herdlänge zu bestreichen ist.

Bringt man für Gas und Luft nur je einen Eintrittschlitz an und legt diese zwei Schlitze nebeneinander (vgl. Fig. 12, Taf. V), so sollen sie gegeneinander geneigt (vgl. Fig. 14, Taf. V) sein, weil dadurch die Mischung begünstigt wird. Legt man die Schlitze übereinander (vgl. Fig. 5, 6, 14 und 15, Taf. V), so kann der untere *b* der beiden nahezu horizontal sein, der obere *a* aber soll nach unten stark geneigt (vgl. spez. Fig. 5, 14 und 15, Taf. V) angebracht werden.

Nach Stegmann hängt die Geschwindigkeit von dem spezifischen Gewichte ab, mit welcher sich verschiedene, chemisch nicht aufeinander einwirkende Gase mischen, sich gegenseitig durchdringen, diffundieren. „Die Tatsache an sich", so fährt Stegmann fort, „war lange bekannt. Pristly bewies sie zuerst durch Versuche, glaubte aber noch, daß, wenn man die Mischung nicht sorgfältig vornehme, das schwerere Gas sich unter dem leichteren ansammle und nicht in dasselbe aufsteige. Dalton beschäftigte sich zuerst mit der Prüfung dieser Voraussetzung und konstatierte, daß der Mischungsvorgang unabhängig ist von dem spezifischen Gewichte der Gase, und daß die Atome sehr rasch durcheinander diffundieren, bis eine gleichmäßige Mischung sich vollzogen hat. Graham fand, daß die Diffusionsgeschwindigkeiten der Gase sich umgekehrt verhalten wie die Quadratwurzeln ihrer spezifischen Gewichte, folglich diffundiert Wasserstoff, der 16 mal leichter ist als Sauerstoff, 4 mal schneller als letzterer."

Die gasförmigen Körper durchdringen sich

gegenseitig so vollständig mit Rücksicht auf ihre Natur und die Gesetze der Diffusion, daß das einzelne Gas sich in den anderen vollkommen gleichmäßig verteilt.

Daraus ist zu schließen, daß mit Berücksichtigung der Mischung der Gase die Anordnung der Brenner keine so subtile Frage ist, als welche sie so gern von den Konstrukteuren hingestellt wird. Gas und Luft mischen sich schneller, als man voraussetzt, und jedes Kohlenoxydmolekul wird sehr bald sein Sauerstoffatom gefunden haben, um zu Kohlensäure zu verbrennen. Nach Ansicht des Verfassers dürfte, was die Verbrennung der Generatorgase am Herd anbelangt, mehr bei der Anlage des Herdes, als bei der Konstruktion der Brenner gefehlt werden. Allerdings gibt es gewisse Regeln, welche bei der Verbrennung von Gasen zur Geltung kommen, aber es ist besser, bei Anlage der Brenner danach zu trachten, daß das Gas das Mauerwerk des Ofens nicht berühre, und sich lieber nicht an die nachstehend zusammengestellten Regeln zu kehren. Zu empfehlen ist in jedem Falle derjenige Brenner, welcher das Generatorgas an den Seiten und am Gewölbe mit Luft einhüllt, weil er die Zustellung schützt; er wird auch die Mischung von Gas und Luft begünstigen.

Ledebur verlangt, daß, um eine vollständige Verbrennung zu erzielen, folgende vier Punkte beobachtet werden:

1. Eine hohe Temperatur im Verbrennungsraume, da sie die chemische Vereinigung von Sauerstoff mit den Bestandteilen des Brennstoffes befördert.

Die Erscheinung, daß kaltes oder unter die Entzündungstemperatur abgekühltes Generatorgas nicht verbrennt, wenn es oder die Verbrennungsluft nicht auf die Entzündungstemperatur erhitzt wird, ist nur eine Folge der demselben beigemengten indifferenten Gase, wie es das Leuchtgas beweist.

Wird bei der Verbrennung die Dissoziationstemperatur erreicht, so findet unmittelbare Vereinigung nicht statt, aber wohl dann, wenn die Temperatur durch Wärmeabgabe entsprechend sinkt. Deshalb wird eine Flamme länger, wenn sich die Temperatur der Dissoziationstemperatur nähert.

2. Innige Mischung. Diese ist, wie oben gesagt wurde, nicht buchstäblich zu nehmen; immerhin ist sie bei Gasfeuerungen leichter zu erreichen als bei Verbrennung auf dem Roste.

3. Verdünnung der chemisch tätigen Stoffe — der brennbaren einerseits, des Sauerstoffes andererseits — mit chemisch untätigen, fremden Körpern erschwert die Vereinigung und somit die Erzielung der vollständigen Verbrennung.

Dieser Satz erklärt, daß eine vollständige Verbrennung leichter im Sauerstoffgase als in der atmosphärischen Luft zu bewirken ist.

Eine vollständige Verbrennung läßt sich nur mit einem gewissen Sauerstoffüberschuß erreichen. In dieser Hinsicht ist auch die Gasfeuerung der Rostfeuerung weit überlegen.

Nach Ledebur wird die Mischung von Gas und Luft befördert, wenn: 1. man Gas und Luft unter einem Winkel gegeneinander strömen läßt, 2. beide Ströme abweichende Geschwindigkeiten besitzen, 3. statt eines Gas- oder Luftstromes mehrere schwächere Ströme in entsprechender Verteilung in den Verbrennungsraum eingeführt werden.

Um eine lange Flamme zustande zu bringen, soll man Luft und Gas parallel durch weitere Schlitze auf den Herd treten lassen.

Nach Belanis Broschüre, „Die Reinigung der Hochofengase“, Wien 1876, findet man bei einer der modernen, nach allen Regeln der Kunst angelegten Gasfeuerung:

1. eine gleichförmige Verteilung der Gase auf dem Querschnitte des Verbrennungsraumes; 2. innige, leicht regulierbare Mischung mit atmosphärischer, wenn möglich erwärmter Luft; 3. Vorwärmung der Gase durch Einbau von Wänden, Ziegelgitter und Gewölbegurten der verschiedensten Arten; 4. Verminderung der Geschwindigkeiten des Gasstromes durch Erweiterung des Verbrennungsraumes: und 5. große Länge der Feuerkanäle behufs vollkommenerer Ausnutzung.

Wenn auch nicht alle von Belani angeführten Punkte

auf unsere Fälle passen werden, so wurden diese fünf Sätze doch hier erwähnt, weil sie, modifiziert, unserem Zwecke entsprechen und auch deshalb, weil sub 4 das gesagt ist, was eigentlich der Siemensschen freien Flammenentfaltung zugrunde liegt: die Verminderung der Geschwindigkeit des Gasstromes und damit ruhige Verbrennung im Herde und rationelle Ausnutzung der Flammentemperatur.

Was also Belani von den Hochofengasen sagt, paßt auch für die Generatorgase, und in der Tat: Ist denn nicht der Hochofen der Vater der Generatoren gewesen? Vgl. hierzu das über Generatoren S. 139 u. f. Gesagte.

---

Die Geschwindigkeiten von Gas und Luft in den Brennern sind für beide Ströme gleich groß zu nehmen. Treten die Gase mit größerer Geschwindigkeit aus, was durch einen Unterwindgenerator erreicht werden könnte, so müßte der Zug so groß sein, daß das ganze eingetretene Quantum (Gas und Luft) auch abgesaugt werden kann; die Gasschlitze im Brenner müssen dem Drucke entsprechend, mit welchem das Gas austritt, kleiner gemacht werden, um den nötigen Luftüberschuß zuverlässig herzustellen. Dann würden in die Gasregeneratoren andererseits nur jene Mengen Verbrennungsgas eintreten, welche dem kleineren Querschnitte entsprechen, weil Zug oder Druck auf Gas- und Luftschlitze gleichmäßig wirken wird. Daher findet in den Gasregeneratoren ein geringerer Durchzug der Verbrennungsgase wie in den Regeneratoren für Luft statt. Daraus aber wird eine ungleichmäßige Erwärmung resultieren und die Wärmeverteilung den Ofendimensionen nicht mehr entsprechend sein. Deshalb sollte man von dem Vorteil, der sich bei der Mischung von Gas und Luft ergeben würde, wenn die beiden Medien mit abweichenden Geschwindigkeiten eintreten (Ledebur Punkt 2), absehen und lieber die Geschwindigkeiten für beide Medien gleich groß annehmen.

---

Um die Frage, wie groß die Schlitze zu machen seien, endgültig zu lösen, sollen die drei Fälle wieder in Betracht

gezogen werden. Vorausgeschickt sei, daß beim Austritt die gleiche Geschwindigkeit für Gas und Luft gewählt wird. Zu berücksichtigen ist ferner die Angabe auf Seite 193, daß fugenreiches, oft verschlacktes Kanalmauerwerk der Gasbewegung einen großen Widerstand entgegensetzt.

Die Dimensionen der Austrittschlitze sind in allen drei Fällen gleich; wir haben es mit einem Brenner nach Skizze 1, Taf. V, zu tun, an welchem fünf Schlitze, drei (*a*) für Luft und die zwischenliegenden zwei (*b*) für Gas, angeordnet sind.

Die Schlitze am Rande, zwischen welchen die beiden Gasschlitze *b* und der mittlere Luftschlitz liegen, sind selbstredend kleiner als der mittlere Luftschlitz, weil sie nur den halben Gasschlitz zu bedienen haben. Die Höhe der Schlitze sei 480 mm, die Breiten der drei Mittelschlitze (zwei Gas-, ein Luftschlitz) 225 mm, jene der zwei Randschlitze 165 mm, so daß die Querschnitte für Gas $(0,48 \times 0,225) \times 2 = 0,216$ qm, für Luft $(0,48 \times 0,225) + 2 \times (0,48 \times 0,165) = 0,2664$ qm betragen.

Die Volumina von Gas und Luft sollen so angesetzt werden, wie sie bei den Regeneratoren als austretende Volumina berechnet wurden:

| | 1. Fall | 2. Fall | 3. Fall |
|---|---|---|---|
| | **Volumina:** | | |
| Luft . . | 4,06 cbm | 2,39 cbm | 2,356 cbm, |
| Gas . . . | 1,30 „ | 0,60 „ | 1,41 „ |
| | **Geschwindigkeiten:** | | |
| Luft . . | 15,48 m | 8,97 m | 8,84 m, |
| Gas . . . | 6,02 „ | 2,78 „ | 6,55 „ |

Diesen Zahlen ist zu entnehmen, daß die Geschwindigkeiten von Gas und Luft in dem ersten und dritten Falle bedeutende sind; im zweiten Falle stellte sich die Geschwindigkeit des Gases als sehr gering heraus. Gegen die Geschwindigkeit des Gases bleibt die der Luft in den drei Fällen aus dem Grunde so zurück, weil mit natürlichem Zug (ohne Unterwind) gearbeitet wurde und daher der Bewegung des Gases größere Hindernisse entgegenstanden als jener der Luft.

Die Geschwindigkeiten in den Schlitzen sind nicht un-

bedeutend und nehmen beim Austritte in den Herd plötzlich stark ab: es ist dies der Grund, weshalb den Schlitzen die vorerwähnte Siemenssche Anordnung vorzuziehen und weshalb auch größere Dimensionen zu empfehlen sein werden. Auf Grund der durchgeführten Berechnung setzt Toldt die Maximalgeschwindigkeit von Luft oder Gas in den Schlitzen mit 8 m fest. Eine 8 m pro Sekunde übersteigende Geschwindigkeit ist nötig, um die Gasmolekel auf das am Herde befindliche Gut niederzuschleudern. Es ist dies besonders bei Schmelzöfen zu beachten.

---

Vor Übergang zum nächsten Kapitel sei noch erwähnt, daß man mitunter auch vor dem Herde Verbrennungskammern angeordnet hat, aus welchen dann die Flamme in den Herd reicht. Die Anlage solcher Kammern ist mitunter anzuraten; in ihnen findet die Mischung von Luft und Gas statt[1]). Bei Schönwälders Öfen, die hier nur dem Namen nach erwähnt werden sollen, ist eine Regulierung der Gas- und Luftmengen beim Eintritt wie beim Austritt der Regeneratoren möglich, und wird bei diesem Ofensystem auch das von Ledebur sub 2, Seite 282 angeführte Mittel zur Förderung der Mischung angewendet werden können. In dieser Hinsicht ist das System Schönwälder allen anderen Ofensystemen überlegen.

### 7. Herd.

Auf dem Herde findet die Verbrennung des Generatorgases statt; dort wird die für den Prozeß nötige Wärme erzeugt. Ebenda geht auch der eigentliche Prozeß vonstatten. Somit ist der Herd der Teil des Siemens-Martin-Ofens, dessen Konstruktion die meiste Aufmerksamkeit erfordert. Hier geht, wie gesagt, die Verbrennung, die Wärmeentwicklung vor sich,

---

[1]) Hier sind auch die Schlackensäcke nochmals zu erwähnen. Diese sind von großer Wichtigkeit, da durch ihre Anwendung Störungen vermieden werden können. Man soll sie derart anlegen, daß man 1. die Schlacke durch ein Schauloch zu beobachten vermag, daß sie 2. nach außen abfließen kann, und daß man 3. den Schlackensack reinigen kann.

die Temperaturerhöhung bis zu jener Temperatur, bei welcher die Wärmeentwicklung durch die Dissoziation gehemmt wird; hier ist die höchste Temperatur zu finden und infolgedessen die größte Strahlung, der größte Wärmeverlust; auch ist dieser Teil des Ofens, wie kein anderer, Temperaturschwankungen ausgesetzt. Dies alles hat man sich vor Augen zu halten, um den Prozeß genau verfolgen zu können.

Vor allem ist darauf Rücksicht zu nehmen, daß jene Menge von Metall und Schlacke im Schmelzofen untergebracht werden kann, welche zum „Einsatze" bzw. zur Bildung kommen soll. Dabei ist nicht zu vergessen, daß der Boden beim Betriebe etwas anwächst, so daß man bei zu klein gewähltem Herde nicht mehr das ganze Quantum unterbringen kann [1]). Das Abziehen der Schlackendecke während der Arbeit ist in vielen Fällen unbedingt nötig und hängt besonders vom Material des Einsatzes ab, welches wieder die Schlackenmenge und die Zusammensetzung beeinflußt. Bei Glühöfen bestimmt die Größe des Herdes die Größe der einzusetzenden Stücke und ihre Anzahl, ferner die Länge der Flamme, somit auch den Brennstoff.

Eine nicht zu übersehende Erscheinung ist die Wirkung der Schlacke auf das Zustellungsmaterial; die von der Schlacke berührte Stelle des Herdes ist dem Verschleiße am meisten unterworfen.

Deshalb soll man vor Konstruktion des Ofens sich über das Zustellungsmaterial klar sein, um erstere nach letzterem bestimmen zu können.

---

Da die Herde der Glühöfen an und für sich einfacher und in jedem einzelnen Falle verschieden auszuführen sind, so soll zunächst einiges über die Herde der Schmelzöfen mitgeteilt werden.

In Dürres „Anlage und der Betrieb der Eisenhütten" ist über die Wahl der Herdgröße gesagt: „Zuerst muß aus dem Chargengewichte das Volumen des Bades errechnet werden;

[1]) Mit Rücksicht darauf soll das Volumen des Herdes um 12 bis 30 % des voraussichtlichen Stahlbandes vergrößert werden.

hierauf nimmt man eine mittlere Tiefe für das Bad an und bestimmt danach eine mittlere Badfläche. Man zeichnet diese Fläche zunächst als Kreisfläche auf und kann dann die Ausmuldung des Herdes beliebig bestimmen. Nimmt man beispielsweise eine Charge von $3^1/_2$ Tonnen, so erhält man ein Chargenvolumen von rund 0,5 cbm und bei einer mittleren Tiefe von 0,2 m eine Chargenfläche von 2,5 cbm. Dieselbe als Kreisfläche gedacht, entspricht ziemlich genau einem Halbmesser von 0,9 m, also einem Durchmesser von 1,8 m. Die weitere Behandlung der Aufgabe erhellt aus der geometrischen Figur 18,

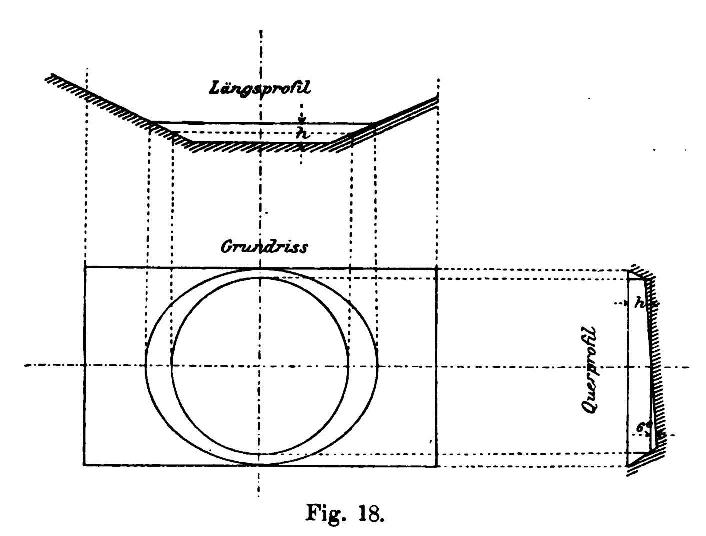



Fig. 18.

welche Grundriß, Längs- und Querprofil der Herdkonstruktion zeigt."

Bei Puddlingsöfen ist die Herdausmittlung bei einer Badtiefe von 250 bis 300 mm einfacher, weil man es mit einem ebenen Herde zu tun hat; jedoch muß der Herd groß genug sein, um die Luppen bequem rollen zu können.

Ledebur rechnet für Öfen mit geneigter Sohle pro 100 kg stündlich zu schmelzendes Metall 0,5 bis 0,8 qm Herdfläche.

Bei der Anlage des Herdes ist auf die Tiefe des Bades Rücksicht zu nehmen; je tiefer dasselbe, desto geringer die

Oxydationswirkung durch die Gase, um so kleiner die Wärmeübertragung, um so länger dauert im allgemeinen der Prozeß, und um so größer ist der Aufwand an Brennstoff.

Die Tiefe des Bades schwankt zwischen 0,25 und 0,5 m.

Das gewöhnliche Verhältnis zwischen Breite und Länge des Herdes ist 1:3; man findet es aber auch wie 3:4 und, wie bekannt, auch kreisrunde Öfen.

Das Verhältnis zwischen Länge und Breite des Herdes, oder mit anderen Worten die Länge und die Breite berechnen sich von selbst, wenn man die Tiefe des Bades gewählt hat und die Oberfläche des Bades sowie die Länge der Flamme berücksichtigt. Bei zu kurzen Herden treten die Flammen in den Regenerator und schmelzen dort die Ausleger zusammen; ebenso bei zu hohen Herdtemperaturen, wenn infolgedessen Dissoziation eintreten würde. Man darf den Herd stets länger anfertigen, als es die Rechnung ergeben hat, und soll, wo möglich, den Aufenthalt der Gase in dem Herdraume berücksichtigen. Geschieht dies, dann ist der Gefahr vorgebeugt, daß die Flamme in den Regeneratoren verwüstend auftritt; dann aber kommt man zu dem, was Siemens für die freie Flammenentfaltung empfiehlt: der Anordnung eines hohen Gewölbes.

Siemens, welcher dem hohen Gewölbe eine so große Bedeutung zuschreibt, meint, daß die Flamme in einem Friedr. Siemensschen Ofen nicht auf die Beschickung gerichtet sein dürfe. Dieser Siemensschen Ansicht kann man sich jedoch nur bez. der Ausführung des Gewölbes, nicht aber betreffs des Niederziehens der Flamme anschließen.

Dagegen ist als besonders günstig das horizontale Gewölbe zu bezeichnen (die Widerlager desselben liegen an den Seitenwänden des Ofens), bei welchem eine freie Entfaltung der Flammen stattfinden kann. Es würde sich dadurch eine gleichmäßigere Wärmeverteilung am Herde ergeben.

Siemens äußert sich ferner dahin, daß ein Gas, welches viel schweren Kohlenwasserstoff enthält und daher mit leuchtender Flamme brennt, größere Wärmestrahlungsfähigkeit besitzt als kohlenwasserstoffarmes. Demnach werden sich Leuchtgas und Ölgas für Ausnutzung durch strahlende Wärme eignen,

während Wasserstoff und Kohlenoxydgas hierfür untauglich sind. Es werden demnach Gase aus Steinkohle und Braunkohle, Holz und Torf für die freie Entfaltung, jene aus Koks und Holzkohle für die alten niedergezogenen Gewölbe zu verwenden sein, das heißt, man wird die Gewölbe der Öfen dementsprechend einzurichten haben.

Eichhorn schreibt in seinen „Betrachtungen über die Art der zweckmäßigsten Ausnutzung der Verbrennungswärme in Flammöfen“[1]), daß die Größe des Ofenraumes die Zeit bedingt, die dem gasförmigen Brennmaterial zur Verbrennung und Übertragung der entwickelten Wärme gewährt wird. Soll diese Zeit z. B. 5 Sekunden betragen, so muß der Raum das Fünffache des Volumens derjenigen Menge von Verbrennungsprodukten betragen, welche pro Sekunde erzeugt werden. Wird bei einem gegebenen Ofen das pro Zeiteinheit verbrannte Brennmaterialquantum vermehrt, so wird hierdurch die Zeit, während der die Gase im Ofen verweilen, verkürzt. Dies kann leicht so weit gehen, daß diese Zeit nicht mehr ausreicht zur Vollendung der Verbrennung im Ofenraum und zur Abgabe der Wärme, so daß auf diese Weise erhebliche Brennmaterialverluste entstehen. Will man die Leistungsfähigkeit eines vorhandenen Ofens vermehren, so geschieht dies besser durch Verwendung eines Gases von höherem spezifischen Wärmeeffekt (Steinkohlengeneratorgas statt Koksgeneratorgas usw.) als dadurch, daß man die pro Zeiteinheit verbrannte Brennmaterialmenge vermehrt. Steht kein Brennmaterial von höherem spezifischen Wärmeeffekt zu Gebote, so muß man mit Vergrößerung der pro Zeiteinheit verbrannten Menge auch zur Vergrößerung des Ofenraumes schreiten, wenn man die Wärme gleich gut ausnutzen will.

Die Vergrößerung nach der Länge und Breite findet bei allen Hüttenprozessen, und wo es sonst auf hohe Temperaturen ankommt, ihre Grenze in der notwendigen und gleichmäßigen Erhaltung der zu dem betreffenden Prozeß erforderlichen Temperatur in allen Teilen des Ofenraumes.

---

[1]) „Stahl und Eisen“, 1888, Nr. 8, S. 523.

Bei zu großer Breite macht die gleichmäßige Verteilung der Zutrittstellen für Gas und Luft sehr bald Schwierigkeiten, was zur Folge hat, daß der Ofen an der einen oder anderen Seite zu kalt bleibt[1]).

Bei zu großer Länge kann selbst durch Vermeidung zu schneller und inniger Mischung von Gas und Luft die Länge der Flamme nicht groß genug gemacht werden, um den in der Nähe des Fuchses liegenden Ofenteilen noch die erforderliche Wärmemenge zu geben, ohne gleichzeitig die Gase zu früh aus dem Ofen zu entlassen und die vorderen Partien zu überhitzen. Bei Öfen, in denen sehr erhebliche Brennmaterialienmengen pro Zeiteinheit verbrannt werden sollen, muß nach Erreichung der zulässigen Länge und Breite der Raum daher nach oben durch Hebung des Gewölbes vergrößert werden (wie dies Fr. Siemens bei seinen Glaswannenöfen tut). Natürlich ist, um die unnötige Vermehrung der Abkühlungsfläche zu vermeiden, der Ofenraum auch nicht größer als erforderlich zu reservieren.

Soll in den drei Beispielen ein Aufenthalt der Gase von 5 Sekunden erreicht werden, so müßten, ein horizontales Gewölbe vorausgesetzt, Länge, Breite und Höhe des Herdraumes die unten berechneten Ausmaße haben. Wie früher, soll dabei die Temperatur des Herdes sehr niedrig, und zwar gleich der Temperatur des Stahlbades, daneben aber noch zwei weitere um je 200° höher liegende Herdtemperaturen angenommen werden.

1. Fall.

Die Essengase pro 100 kg Kohle bestehen aus:

| | | abs. Gew. | |
|---|---|---|---|
| $CO_2$ | 185,38 kg | 1,96 | 94,2 cbm |
| $O_2$ | 68,06 „ | 1,43 | 47,6 „ |
| CO | 0,03 „ | 1,25 | 638,0 „ (CO + $N_2$) |
| $N_2$ | 796,85 „ | 1,25 | |
| $H_2O$ | 24,20 „ | 0,80 | 30,2 „ |
| | | | 810,0 cbm Essengas. |

[1]) Kreisrunde Öfen lassen deshalb keinen besonders guten Effekt erwarten.

In 11 Stunden wurden 29,27 q Kohle verbrannt, daher 23708 ∾ 23700 cbm Gas entwickelt.

Die Menge der Essengase pro Stunde stellt sich demnach auf 2155 cbm; pro Minute ist mit 36 cbm und pro Sekunde mit 0,6 cbm zu rechnen.

Dasselbe Essengasquantum bei den verschiedenen Herdtemperaturen

| | 1600° C | 1800° C | 2000° C |
|---|---|---|---|
| wird sein: | 4,12 cbm | 4,56 cbm | 5,00 cbm |
| fünffaches Volumen (Herdraum) | 20,6 „ | 22,8 „ | 25,0 „ |

2. Fall.

Die Essengase pro 100 kg Kohle bestehen aus:

| | | abs. Gew. | | |
|---|---|---|---|---|
| $CO_2$ | 182,497 kg | 1,96 | 92,6 | cbm |
| $O_2$ | 80,935[1] „ | 1,43 | 56,7 | „ |
| CO | — „ | — | — | „ |
| $N_2$ | 857,557 „ | 1,25 | 688,0 | „ |
| $H_2O$ | 31,916 „ | 0,80 | 40,0 | „ |
| | | | 877,3 | cbm Essengas. |

In 10,5 Stunden wurden 29,8 q Kohle verbrannt, daher 17400 cbm Essengase entwickelt. Es ergibt dies in der Stunde 1657,1 ∾ 1660 cbm, in der Sekunde ∾ 0,46 cbm.

Dasselbe Essengasquantum bei den verschiedenen Herdtemperaturen von

| | 1600° C | 1800° C | 2000° C |
|---|---|---|---|
| wird sein: | 3,16 cbm | 3,50 cbm | 3,84 cbm |
| fünffaches Volumen (Herdraum) | 15,8 „ | 17,5 „ | 19,2 „ |

3. Fall.

Die Essengase pro 100 kg Kohle bestehen aus:

[1]) Luftüberschuß und Wassermenge waren bei diesem Versuche größer als im ersten Falle, womit verschiedene Differenzen, die sich bei Berechnung der beiden Fälle ergaben und auffallend schienen, zu erklären sind.

| | | | |
|---|---|---|---|
| | 104,41 cbm | $CO_2$ | |
| | 50,25 „ | $O_2$ | |
| | 713,67 „ | $N_2$ | und |
| | 38,46 „ | $H_2O$ | |
| zusammen = | 906,79 cbm. | | |

In 8,5 Stunden wurden 32,14 q Kohle verbrannt, somit 29100 cbm Essengase entwickelt. Das ergibt pro Stunde 3423 cbm ∾ 3420 cbm, pro Sekunde 0,95 cbm.

Das sekundliche Essengasquantum bei den verschiedenen

| Herdtemperaturen von | 1600° C | 1800° C | 2000° C |
|---|---|---|---|
| wird sein: | 6,49 cbm | 7,15 cbm | 7,85 cbm |
| fünffaches Volumen (Herdraum) | 32,4 „ | 35,9 „ | 39,2 „ |

Stellt man die Zahlen für das fünffache Volumen (Herdraum) zusammen, so findet man, daß ein Aufenthalt bis zu fünf Sekunden, mit Rücksicht auf die Größe des Herdraumes, wohl meist als zu hoch gegriffen zu bezeichnen ist.

Nach Ledebur sollte man nie vergessen, daß je mehr die Temperaturdifferenz zwischen den Wärme abgebenden und Wärme aufnehmenden Körpern sich verringert, desto schwieriger auch die Wärmeabgabe wird, so daß selbst ein großes Ofenvolumen, insbesondere eine gesteigerte Höhe des Ofens, eine völlige Wärmeausgleichung kaum bewirken kann.

Auch im Hinblicke auf den Umstand, daß wir es hier mit einem Herd zu tun haben, dessen Volumen nur = 6,2 cbm ist, und daß sich der Kohlenverbrauch, wie oben schon berechnet wurde, nicht zu hoch stellt, wird man die Annahme, daß der Aufenthalt der Gase 5 Sekunden betragen soll, als zu hoch gegriffen bezeichnen müssen.

Wird der Aufenthalt der Verbrennungsgase im Herdraum mit zwei Sekunden festgesetzt, so berechnet sich die Geschwindigkeit bei der Annahme, daß der Herd eine Länge gleich seiner doppelten Breite besitzt und die Höhe des Gewölbescheitels über dem Bade 1,5 m nicht übersteigt, auf 2,0 m pro Sekunde.

Der Nachteil eines etwas zu großen Herdes wird kaum

je schädlich fühlbar werden, um so weniger, wenn man Stein- und Braunkohlen zur Gaserzeugung im Generator verwendet und bei der Gaserzeugung etwas Wasser einführt, zersetzt und somit Wasserstoff zubringt.

## 8. Rekuperatoren.

Wenn der Generator dicht an den Ofen gestellt wird und die Gase unmittelbar in letzteren eintreten können, ist in den meisten Fällen eine Überhitzung der Generatorgase überflüssig. Die Erwärmung der Luft genügt. Man kommt dann mit zwei Regeneratoren aus.

Einfacher gestaltet sich jedoch die Konstruktion des Ofens, wenn man an Stelle der beiden Regeneratoren einen Rekuperator, d. h. ein System von Rohren einbaut, welches von den Verbrennungsprodukten umspült und von der Sekundärluft durchzogen wird. Streng genommen sind die Rekuperatoren nichts als Winderhitzungsapparate älteren Systems (Röhrenapparate, eiserne Winderhitzer), während die Regeneratoren mit den heute gebräuchlichen steinernen Winderhitzern der Hochöfen verglichen werden können.

Man hat ursprünglich eiserne Rohre auch in Rekuperatoren angewendet, ist jedoch davon abgekommen, weil sie eine Erhitzung über eine gewisse Temperatur ihrer Dauer wegen nicht zuließen. Die eisernen Rohre oxydierten bei Temperaturen über 400° C stark und wurden damit bald unbrauchbar[1]).

Heute wendet man Tonrohre an, welche sich bewähren. Abgesehen von der größeren Haltbarkeit, haben sie, weil sie denselben Ausdehnungskoeffizient wie das übrige Ofenmaterial besitzen, den Vorteil, daß ein aus ihnen (den Tonrohren) hergestellter Rekuperator dicht gehalten werden kann, wodurch zugleich indirekt die Haltbarkeit dieses Ofenteiles wächst.

---

[1]) „Stahl und Eisen", 1893, Nr. 18, S. 798.

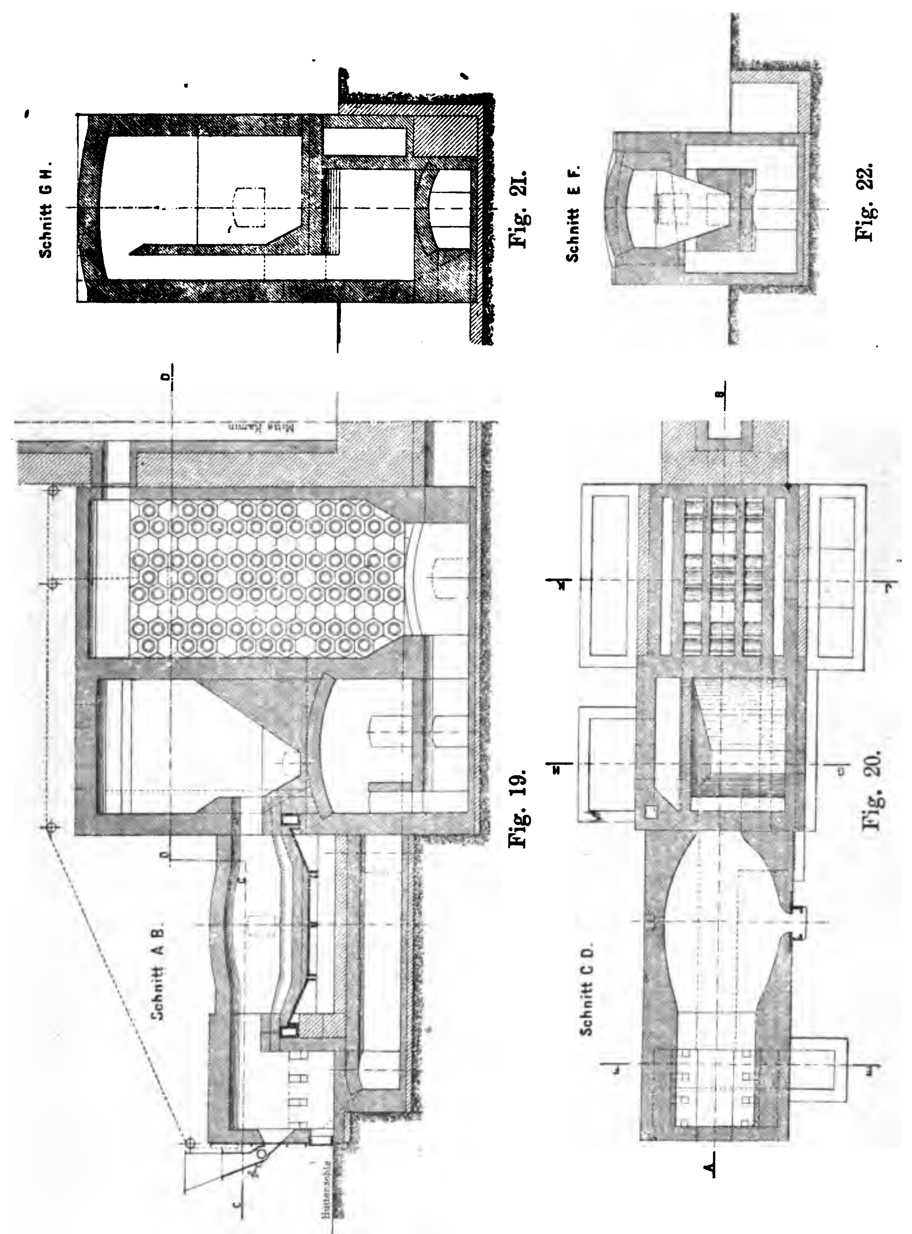
Häufig verwendet man auch Rekuperator**steine**, welche außen im Querschnitt quadratisch gestaltet sind; sie sind nicht so zu empfehlen wie Rekuperatorrohre kreisrunden Querschnittes. Letztere soll man übrigens nicht allzu lang wählen; auch müssen sie derart eingebaut werden, daß man sie leicht auswechseln kann. Ebenso sollen sie keinen zu großen lichten Durchmesser (nicht über 120 mm) und keine zu bedeutende Dicke erhalten (nicht über 30 mm).

Bei Berechnung der Rekuperatoren ist auf die Leitungsfähigkeit des Materials Rücksicht zu nehmen, und wurde davon bereits auf Seite 77 gesprochen. Die Berechnung des Rekuperators an sich versteht man am besten an einem Beispiele. (Vgl. Kap. III: „Vorrollofen nach **Bildt** mit Rekuperator".)

Die praktische Ausführung der Rekuperatoren geht aus nachstehenden Skizzen (Fig. 19 bis 24) hervor, welche auch die Lage der Rekuperatoren zum Herde des Ofens erkennen lassen.

Man könnte übrigens auch hier, wie es bei den Regeneratoren schon empfohlen wurde, in den letzten bezw. ersten Luftsträngen Eisenrohre anwenden, um so den Verbrennungsprodukten die letzten Anteile überflüssiger Wärme zu nehmen, welche den Essenzug nicht verbessern, vielmehr den Essenwärmeverlust nur erhöhen und auf solche Weise die Essengase bis auf 200° abkühlen. Ob in diesem Falle die Rekuperation unter Umständen, welche von den lokalen Verhältnissen abhängen, nicht dieselben oder sogar bessere kalorische Erfolge liefern würde wie die Dampferzeugung durch die Überhitze, wäre durch Versuche festzustellen. Bei kleinen Öfen ohne Überhitzungskessel hat sich die Anwendung von Rekuperatoren bewährt.

---




Schweißofen mit Staubkohlenfeuerung (System Schwartzkopff) und Rekuperator. (Eisenwerk Marktl bei Lilienfeld, Niederösterreich.) „Stahl und Eisen", 1896, Nr. 17, S. 688.

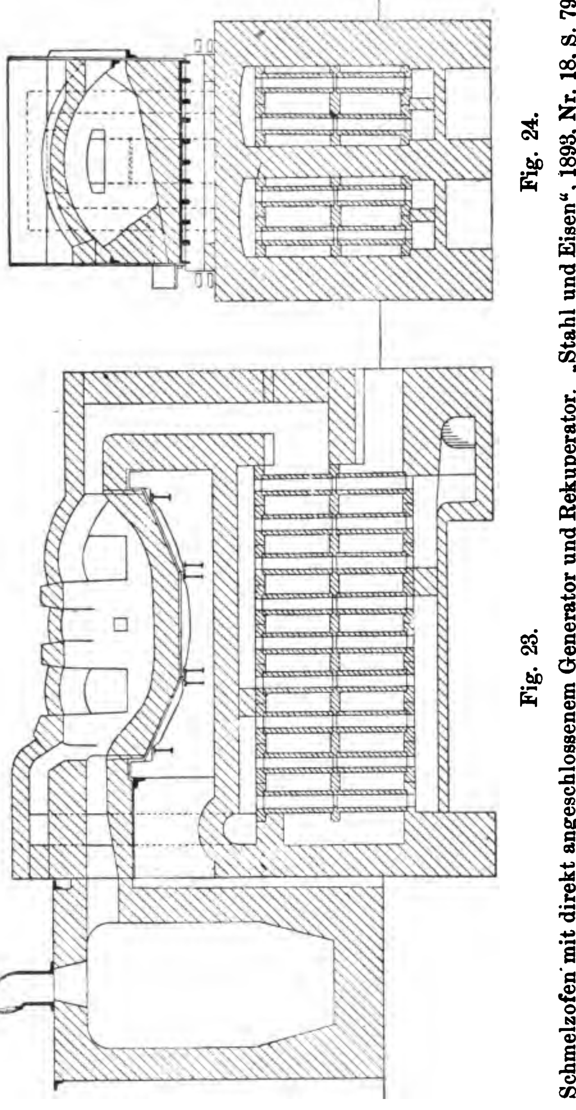


Fig. 23. Fig. 24.

Schmelzofen mit direkt angeschlossenem Generator und Rekuperator. „Stahl und Eisen“, 1893, Nr. 18, S. 796.

Vor Übergang zu der Berechnung der Öfen selbst seien nachstehende Tabellen der spezifischen Wärme von Gasen eingeschaltet.

**Beckerts[1]) Tabelle der mittleren spezifischen Wärme schwer verdichtbarer Gase von 0 bis 2000°.**

| Temperatur | 1 Kilogramm | | | | | | 1 cbm | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Luft | Sauerstoff | Stickstoff | Wasserstoff | Kohlenoxyd | Methan | Luft O,N,H, CO | $CH_4$ |
| 0 | 0,2375 | 0,2175 | 0,2438 | 3,4090 | 0,2455 | 0,5930 | 0,3073 | 0,4256 |
| 100 | 0,2405 | 0,2202 | 0,2468 | 3,4517 | 0,2455 | 0,6004 | 0,3111 | 0,4310 |
| 200 | 0,2434 | 0,2229 | 0,2499 | 3,4943 | 0,2486 | 0,6078 | 0,3149 | 0,4362 |
| 300 | 0,2464 | 0,2257 | 0,2529 | 3,5369 | 0,2516 | 0,6152 | 0,3188 | 0,4416 |
| 400 | 0,2494 | 0,2284 | 0,2560 | 3,5795 | 0,2546 | 0,6226 | 0,3226 | 0,4469 |
| 500 | 0,2523 | 0,2311 | 0,2590 | 3,6221 | 0,2577 | 0,6300 | 0,3265 | 0,4522 |
| 600 | 0,2553 | 0,2338 | 0,2621 | 3,6647 | 0,2607 | 0,6374 | 0,3303 | 0,4575 |
| 700 | 0,2583 | 0,2366 | 0,2651 | 3,7073 | 0,2637 | 0,6448 | 0,3341 | 0,4629 |
| 800 | 0,2612 | 0,2393 | 0,2682 | 3,7499 | 0,2667 | 0,6522 | 0,3380 | 0,4682 |
| 900 | 0,2642 | 0,2420 | 0,2712 | 3,7925 | 0,2698 | 0,6596 | 0,3418 | 0,4735 |
| 1000 | 0,2672 | 0,2447 | 0,2743 | 3,8351 | 0,2728 | 0,6671 | 0,3457 | 0,4788 |
| 1100 | 0,2702 | 0,2474 | 0,2773 | 3,8777 | 0,2758 | 0,6745 | 0,3496 | 0,4841 |
| 1200 | 0,2731 | 0,2501 | 0,2804 | 3,9204 | 0,2789 | 0,6819 | 0,3534 | 0,4895 |
| 1300 | 0,2761 | 0,2528 | 0,2834 | 3,9630 | 0,2819 | 0,6893 | 0,3572 | 0,4948 |
| 1400 | 0,2791 | 0,2556 | 0,2865 | 4,0056 | 0,2849 | 0,6967 | 0,3610 | 0,5001 |
| 1500 | 0,2820 | 0,2583 | 0,2895 | 4,0482 | 0,2880 | 0,7041 | 0,3649 | 0,5054 |
| 1600 | 0,2850 | 0,2610 | 0,2926 | 4,0908 | 0,2910 | 0,7115 | 0,3688 | 0,5107 |
| 1700 | 0,2880 | 0,2637 | 0,2956 | 4,1334 | 0,2940 | 0,7189 | 0,3725 | 0,5161 |
| 1800 | 0,2909 | 0,2664 | 0,2986 | 4,1761 | 0,2970 | 0,7264 | 0,3764 | 0,5214 |
| 1900 | 0,2939 | 0,2691 | 0,3016 | 4,2187 | 0,3000 | 0,7338 | 0,3801 | 0,5265 |
| 2000 | 0,2969 | 0,2719 | 0,3047 | 4,2613 | 0,3031 | 0,7412 | 0,3841 | 0,5320 |
| D = | 0,00297 | 0,00272 | 0,00305 | 0,04262 | 0,00303 | 0,00741 | 0,00384 | 0,00532 |

[1]) Aus: Beckert, Leitfaden zur Eisenhüttenkunde, 2. Auflage entnommen.

**Beckerts Tabelle der mittleren spezifischen Wärme leicht verdichtbarer Gase von 0 bis 2000°.**

| Temperatur | 1 Kilogramm | | | | 1 cbm bei 0° u. 760 mm unter 51° Bé. | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Wasserdampf | $CO_2$ | $SO_2$ | $C_2H_4$ | Wasserdampf | $CO_2$ | $SO_2$ | $C_2H_4$ |
| 0 | 0,4415 | 0,1952 | 0,1450 | 0,3710 | 0,3555 | 0,3861 | 0,4164 | 0,2967 |
| 100 | 0,4702 | 0,2079 | 0,1544 | 0,3951 | 0,3786 | 0,4112 | 0,4435 | 0,3160 |
| 200 | 0,4989 | 0,2206 | 0,1638 | 0,4092 | 0,4017 | 0,4363 | 0,4705 | 0,3353 |
| 300 | 0,5276 | 0,2333 | 0,1732 | 0,4433 | 0,4248 | 0,4614 | 0,4976 | 0,3546 |
| 400 | 0,5562 | 0,2460 | 0,1827 | 0,4675 | 0,4479 | 0,4865 | 0,5247 | 0,3739 |
| 500 | 0,5850 | 0,2586 | 0,1921 | 0,4916 | 0,4710 | 0,5116 | 0,5517 | 0,3932 |
| 600 | 0,6137 | 0,2713 | 0,2015 | 0,5157 | 0,4941 | 0,5367 | 0,5788 | 0,4124 |
| 700 | 0,6424 | 0,2840 | 0,2109 | 0,5398 | 0,5172 | 0,5618 | 0,6059 | 0,4317 |
| 800 | 0,6711 | 0,2967 | 0,2204 | 0,5639 | 0,5403 | 0,5869 | 0,6329 | 0,4510 |
| 900 | 0,6998 | 0,3094 | 0,2298 | 0,5880 | 0,5634 | 0,6120 | 0,6600 | 0,4703 |
| 1000 | 0,7285 | 0,3221 | 0,2392 | 0,6121 | 0,5865 | 0,6371 | 0,6871 | 0,4896 |
| 1100 | 0,7572 | 0,3348 | 0,2486 | 0,6363 | 0,6096 | 0,6624 | 0.7141 | 0,5089 |
| 1200 | 0,7859 | 0,3475 | 0,2580 | 0,6604 | 0,6327 | 0,6873 | 0,7412 | 0,5282 |
| 1300 | 0,8146 | 0,3602 | 0,2675 | 0,6845 | 0,6558 | 0,7124 | 0,7682 | 0,5475 |
| 1400 | 0,8433 | 0,3728 | 0,2769 | 0,7086 | 0,6789 | 0,7375 | 0,7953 | 0,5667 |
| 1500 | 0,8720 | 0,3855 | 0,2863 | 0,7327 | 0,7020 | 0,7626 | 0,8224 | 0,5860 |
| 1600 | 0,9007 | 0,3982 | 0,2957 | 0,7568 | 0,7251 | 0,7877 | 0,8495 | 0,6053 |
| 1700 | 0,9294 | 0,4109 | 0,3052 | 0,7809 | 0,7482 | 0,8128 | 0,8765 | 0,6246 |
| 1800 | 0,9581 | 0,4236 | 0,3146 | 0,8051 | 0,7713 | 0,8379 | 0,9036 | 0,6439 |
| 1900 | 0,9868 | 0,4363 | 0,3240 | 0,8292 | 0,7944 | 0,8630 | 0,9307 | 0,6632 |
| 2000 | 1,0155 | 0,4490 | 0,3334 | 0,8533 | 0,8175 | 0,8881 | 0,9577 | 0,6825 |
| D= | 0,02870 | 0,01269 | 0,00942 | 0,02412 | 0,02311 | 0,02510 | 0,02707 | 0,01929 |

# Dritter Teil.

## A. Rechnerische Feststellung der Abmessungen verschiedener Ofensysteme.

### 1. Über die Berechnung der Dimensionen von Regenerativöfen im allgemeinen.

Vor Ausführung eines Regenerativgasofens muß man sich vor allem über die zu verwendenden Materialien im klaren sein.

Kennt man das Einsatzmaterial, weiß man, was man erzeugen will, so kann man auch die Schlackenmenge berechnen; die Menge des gewonnenen Stahles und die Zusammensetzung ergeben sich von selbst.

Vorstehende Erwägungen werden übrigens nur dann erforderlich sein, wenn diesfalls keine Daten vorliegen. Hat man Zahlen anderer Hütten zur Verfügung, so wird man sicherer rechnen; immer aber sollte gerechnet werden, bevor man den Grundstein des Ofens legt! Allerdings hat man das gerade bei den Regenerativgasöfen bisher nicht getan und ist trotzdem zu sehr guten Resultaten gelangt; auch wird man in gar manchen Fällen durch die Rechnung kaum zu einem brauchbaren Resultat kommen, aber es besteht dann doch wenigstens der Vorteil, daß der Betriebsleiter einen Einblick in seinen Apparat bekommt, wie er ihn früher nie besessen.

Unbedingt notwendig ist es weiter, den Brennstoff und vor allem seinen kalorischen Wert zu kennen, den man verwenden will.

Ohne genaue Analyse des Brennstoffes sollte nie gearbeitet werden.

Kennt man den Brennstoff, so kann man in den meisten Fällen die Zusammensetzung des Gases berechnen. Die Berechnung der zu dessen Gewinnung nötigen Luftmenge ist einfach. Die zur Verbrennung der Generatorgase nötige Luftmenge ist gleichfalls rasch ermittelt. Hat man diese Zahlen, so wird es sich darum handeln, festzustellen, wieviel Kubikmeter Gas und Luft pro Sekunde zu berücksichtigen sind.

Die Temperaturen an den verschiedenen Stellen des Ofens sollen an Hand der ausgeführten Versuche später zusammengestellt werden. Es lassen sich dann auch die Volumina von Gas und Luft an den wichtigen Punkten berechnen und mit Zuhilfenahme der Geschwindigkeiten und Aufenthaltszeiten die Querschnitte bezw. Volumina.

Das dann noch Fehlende wird bei Berechnung spezieller Fälle hervorgehoben werden.

Temperaturen in den verschiedenen Teilen des Siemens-Martin-Ofens:

1. Aus dem Generator ausströmende Gase am Generator gemessen (kalter Gang) . . . . . . 300° C
2. Temperaturen der Gase nach einer 29 m langen Strecke beim Eintritt in die Umsteuerungen 160° „
3. Temperatur der Gase beim Eintritt in den Regenerator . . . . . . . . . . . . . . 400° „
   (Diese Temperatur hängt naturgemäß von der Länge und Anlage der Verbindung zwischen Umsteuerung und Regenerator ab.)
4. Temperatur der Luft beim Eintritt in die Umsteuerung . . . . . . . . . . . . . . 30° „
   (Es gilt hier dasselbe wie das ad 3 bei Gas Gesagte.)
5. Temperatur der Luft beim Eintritt in den Regenerator . . . . . . . . . . . . . . 270° „
6. Temperatur der Gase beim Austritt aus dem Regenerator . . . . . . . . . . . . . 850° „
7. Mittlere Temperatur der Gase im Regenerator 625° „

8. Temperatur der Luft beim Austritt aus dem Regenerator . . . . . . . . . . . . . 950° C
9. Mittlere Temperatur der Luft im Regenerator 610° „
10. Temperatur der Verbrennungsgase im Herdraum 1600° „
11. Temperatur der Verbrennungsgase beim Eintritt in die Regeneratoren . . . . . . . 1600° „
12. Temperatur der Verbrennungsgase beim Austritt aus den Regeneratoren . . . . . . . 400° „
13. Temperatur der Verbrennungsgase am Fuß der Esse . . . . . . . . . . . . . . . . 300° „

Alle diese Temperaturen wurden auf Grund der oben durchgeführten Rechnungen mit Rücksicht auf die beste Wärmeausnutzung und dementsprechend für die niedrige Essengastemperatur von 200° C festgelegt[1]).

Geschwindigkeiten der auf die Temperatur des Ofenteiles umgerechneten Volumina von Gas und Luft:

pro Sekunde

1. Geschwindigkeit des Generatorgases am Generator beim Eintritt in den Leitungskanal . . . . 1,0 m
2. Geschwindigkeit des Generatorgases vor und hinter der Umsteuerung . . . . . . . . . . . . 1,5 „
3. Geschwindigkeit von Gas und Luft in den Umsteuerungsvorrichtungen . . . . . . . . 3 bis 5 „
4. Geschwindigkeit des Generatorgases beim Eintritt in den Regenerator . . . . . . . . . . . 3,0 „
5. Geschwindigkeit (durchschnittliche) des Generatorgases im Regenerator . . . . . nicht über 1,0 „
6. Geschwindigkeit des Generatorgases im Regeneratorgitterwerk . . . . . . . . . . . . . 2,0 „
7. Geschwindigkeit des Generatorgases im oberen freien Teile des Regenerators. . . . . . . . 0,5 „
8. Geschwindigkeit des Generatorgases in den Ausströmschlitzen zum Herdraum. . . . . . . 8,0 „
9. Geschwindigkeit der Luft hinter der Umsteuerung 1,5 „
10. Geschwindigkeit der Luft vor dem Regenerator 3,0 „

---

[1]) Siehe Seite 277. Messungen von Le Chatelier.

| | | pro Sekunde |
|---|---|---|
| 11. | Geschwindigkeit der Luft im Regeneratorgitterwerk nicht über | 2,0 m |
| 12. | Geschwindigkeit der Luft im oberen Teile des Regenerators . . . . . . . . . . . . . | 0,5 „ |
| 13. | Geschwindigkeit der Luft (durchschnittliche) im Regenerator . . . . . . . . . . . . . . | 1,0 „ |
| 14. | Geschwindigkeit der Luft in den Ausströmschlitzen zum Herdraum . . . . . . . . . . . | 8,0 „ |
| 15. | Geschwindigkeit der Verbrennungsgase im Herdraume . . . . . . . . . . . . . . . . | 2,0 „ |

Aufenthaltszeiten:

| | | |
|---|---|---|
| Gas im Gasregenerator wenigstens . . | 4 | Sekunden |
| Gas im Gitterwerk wenigstens . . . | 3 | „ |
| Luft im Luftregenerator wenigstens . | 5 | „ |
| Luft im Gitterwerk wenigstens . . . | 3 | „ |
| Verbrennungsgas im Herdraum wenigstens . . . . . . . . . . . . | 2 | „ |

Zu den Geschwindigkeiten von Gas und Luft in den Regeneratoren ist zu bemerken, daß diese, wie auch die Aufenthaltszeiten, abhängig sind von den Temperaturen von Gas und Luft beim Eintritt in den Regenerator, welche wieder die Temperaturzunahme, die Gas und Luft erfahren sollen, beeinflussen. Auch werden diese Ziffern von den Mengen und damit von den Wärmekapazitäten der Medien abhängig sein. Unter allen Umständen aber sollte man 4 Sekunden als Minimalzeit für den Verbleib von Gas und Luft in den Regeneratoren festhalten, da mit dem raschen Durchströmen der Regeneratoren die Regeneration auf ein Minimum herabgedrückt ist und die Wärmeökonomie ungemein leidet.

**2. Berechnung einiger Öfen auf Grund vorhandener Daten.**

Es sei vorausgeschickt, daß den Berechnungen zur Erläuterung Zeichnungen beigegeben sind, welche jedoch mit den benutzten Brennstoffanalysen und Einsetzmaterial-

Zusammensetzungen in keinem Zusammenhange stehen. Die Zeichnungen sollen eben nur die Ofentypen selbst verkörpern. Wo erforderlich, sind erklärende Worte über sie in den Text der Berechnung eingeschaltet.

Es fanden folgende Ofenkonstruktionen Berücksichtigung:

a) Koksofen (mit Ausnutzung der Nebenprodukte),
b) Siemens-Martin-Ofen,
c) Gaspuddlingsofen System Springer,
d) Vorrollofen nach Bildt mit Rekuperator,
e) Winderhitzungsapparat für Hochöfen,
f) Regenerativofen mit Naphthafeuerung.

## A. Spezielle Fälle (Siemens-Martin-Ofen[1]).

### 1. Beispiel.

Die Kohle hatte folgende Zusammensetzung:

| | | |
|---|---|---|
| $C_2$ | 67,65 | Prozent, |
| $H_2$ (disp.) | 2,79 | „ |
| $N_2$ | 0,41 | „ |
| $H_2O$ chem. geb. | 11,46 | „ |
| $H_2O$ hygrosk. | 12,65 | „ |
| Asche | 5,04 | „ |

Die aus der Kohle gewonnenen Gase hatten folgende Zusammensetzung in:

| | Volumprozent | Gewichtprozent |
|---|---|---|
| Kohlensäure | 2,01 | 3,40 |
| Kohlenoxyd | 27,96 | 30,00 |
| Schwerer Kohlenwasserstoff | 0,46 | 0,49 |
| Leichter Kohlenwasserstoff | 2,70 | 1,67 |
| Wasserstoff | 7,82 | 0,60 |
| Sauerstoff | 2,17 | 2,66 |
| Stickstoff | 56,85 | 61,18 |
| Wasserdampf (aus der Kohle berechnet auf 100 kg Gas | (2,93) | — |
| | 99,97 ∾ 100,0 | 100,00 |

[1]) W. Schmidhammer bringt in seiner oben zitierten Arbeit „Beiträge zur Frage der vorteilhaftesten Vergasung der Kohle" ausführliche Daten, welche hier vorzüglich verwertet werden können.

Kennt man das Verhalten der Kohle im Generator, so kann man die Frage, wieviel Kohle pro 100 kg Stahl benötigt werden, leicht beantworten; es werden eben Daten vorliegen, nach welchen man sich richten kann. Verfügt man nicht über solche Angaben, dann ist der Brennstoffaufwand mit Berücksichtigung der Zusammensetzung der Kohle zu schätzen.

Es sei angenommen, daß pro 100 kg Stahl $\sim$ 43,0 kg (genau 42,86 kg) Kohle benötigt werden.

Der Ofen sei für eine Produktion von 8 t pro Charge gebaut und sauer zugestellt; die Dauer einer Charge soll 10 Stunden betragen. Dann ergeben sich folgende Zahlen:

Brennstoffaufwand

| | |
|---|---|
| pro Charge . . . . . | $42{,}86 \cdot 80 = 3428{,}8$ kg |
| „ Tag (24 Stunden) . | $3429 \cdot 2{,}4 = 8229{,}6$ „ |
| „ Stunde . . . . . | $\frac{8229{,}6}{24} = 342{,}88$ „ |
| „ Minute . . . . . | $\frac{342{,}88}{60} = 5{,}714$ „ |

An dieser Stelle sei eingefügt, daß man guttut, bei Berechnung der Ofendimensionen nicht die günstigsten Erfolge, welche erreicht werden können, in Betracht zu ziehen, sondern weniger gute Voraussetzungen der Rechnung zugrunde zu legen. Auf solche Art wird man zwar etwas größere Dimensionen erhalten, jedoch eher eine größere als eine zu kleine Produktion bekommen. Außerdem wird man sich viel leichter helfen können, wenn die Dimensionen etwas zu groß ausgefallen sind.

Zuerst sei festgestellt, wieviel Kohle nötig ist, um 100 kg Gas zu erzeugen, wobei vom Kohlenstoffe des Gases ausgegangen werden soll.

| 100 kg Gas haben: | | | O | C |
|---|---|---|---|---|
| Kohlensäure $CO_2$ . . . . . | 3,40 | kg, darin | 2,473 | 0,927 |
| Kohlenoxyd CO . . . . . | 30,90 | „ „ | 17,143 | 12,857 |
| Methan (leichter Kohlenwasserstoff $CH_4$) . . . . . . . | 0,49 | „ „ | 0,120 | 0,370 |
| Äthylen (schwerer Kohlenwasserstoff $C_2H_4$) . . . . | 1,67 | „ „ | 1,138 | 1,432 |
| | | | | 15,586, |

das heißt in 100 kg Gas sind 15,586 kg C enthalten, daher werden 100 kg Kohle 100 × 67,65 : 15,586 = 434,043 kg Gas liefern, oder zur Bildung von 100 kg Gas werden 15,586 : 67,65 = 23,039 kg Kohle nötig sein[1]).

Wenn 23,039 kg Kohle 100 kg Gas geben, so liefern 5,714 kg Kohle 24,8 kg Gas.

Wieviel Kubikmeter Gas 100 kg Gas gleichkommen, ergibt sich aus folgender Aufstellung:

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| $CO_2$ . . . . . . | 3,40 | kg abs. Gewicht | 1,96 = | 1,73 cbm |
| $CO$ . . . . . . | 30,00 | „ „ „ | 1,25 = | 24,00 „ |
| $CH_4$ . . . . . . | 0,49 | „ „ „ | 0,72 = | 0,68 „ |
| $C_2H_4$ . . . . . | 1,67 | „ „ „ | 1,25 = | 1,34 „ |
| $H_2$ . . . . . . | 0,60 | „ „ „ | 0,09 = | 6,65 „ |
| $O_2$ . . . . . . | 2,66 | „ „ „ | 1,43 = | 1,86 „ |
| $N_2$ . . . . . . | 61,18 | „ „ „ | 1,25 = | 49,00 „ |
| | 100,00 | kg auf d. Vol. umger. geben | | 85,26 cbm. |

Da in der Minute 24,8 kg Gas verbraucht werden, wird man 21,2 cbm Gas pro Minute in Rechnung zu setzen haben; das sind pro Sekunde 0,353 cbm Gas.

Die für die Verbrennung erforderliche Luftmenge wird sich belaufen auf:

506,33 kg Luft für 434,03 kg Gas.

(Das von der Luft mitgenommene Wasser soll in den weiteren Rechnungen nicht berücksichtigt werden).

Daraus berechnet sich die pro Minute nötige Luftmenge mit 28,344 kg und weil 1 cbm Luft bei 0° und 760 mm Barometerstand 1,294 kg wiegt, wird sich das pro Minute nötige Luftvolumen mit 21,824 cbm ergeben. Das pro Sekunde nötige Luftvolumen wird demnach = 0,36 cbm sein.

Diese Volumina erhöhen sich an den verschiedenen Teilen des Ofens unter dem Einfluß der vorangegebenen Temperaturen, so daß anzusetzen sind:

---

[1]) Dabei wurde Rostdurchfall nicht berücksichtigt.

| | | pro Sekunde |
|---|---|---|
| 1. | Beim Austritt aus dem Generator (Gas) . . | 0,742 cbm |
| 2. | Bei der Umsteuerung (Gas) . . . . . . . | 0,562 „ |
| 3. | Beim Eintritt in den Regenerator (Gas) . . | 0,870 „ |
| 4. | Bei der Umsteuerung (Luft) . . . . . . . | 0,405 „ |
| 5. | Beim Eintritt in den Regenerator (Luft) . | 0,728 „ |
| 6. | Beim Austritt aus dem Regenerator (Gas) . | 1,450 „ |
| 7. | Im Regenerator (Gas) . . . . . . . . . | 1,160 „ |
| 8. | Beim Austritt aus dem Regenerator (Luft). | 1,631 „ |
| 9. | Im Regenerator (Luft) . . . . . . . . . | 1,177 „ |
| 10. | Verbrennungsgase im Herdraume . . . . | 2,425 „ |

Um die Herddimensionen berechnen zu können, muß das Volumen der Verbrennungsprodukte bekannt sein, um dieses zu erhalten, ist eine etwas umständlichere Rechnung durchzuführen.

| | verbrennnen zu | | | Sa. |
|---|---|---|---|---|
| 3,40 kg $CO_2$ | 3,40 $CO_2$ | | | 3,40 kg |
| 30,00 „ $CO$ | 47,20 $CO_2$ | | 57,61 $N_2$ | 104,81 „ |
| 0,49 „ $CH_4$ | 0,66 $CO_2$ | 2,79 $H_2O$ | 9,89 $N_2$ | 13,34 „ |
| 1,67 „ $C_2H_4$ | 5,22 $CO_2$ | 2,16 $H_2O$ | 15,77 $N_2$ | 23,15 „ |
| 0,60 „ $H_2$ | — — | 5,40 $H_2O$ | 16,08 $N_2$ | 21,48 „ |
| 2,66 „ $O_2$ | — — | — — | — — | — |
| 61,18 „ $N_2$ | — — | — — | 61,18 $N_2$ | 61,18 „ |
| 100,00 kg Gas | 56,48 $CO_2$ | 10,35 $H_2O$ | 160,53 $N_2$ | 227,36 kg. |
| | | 20 Prozent Luftüberschuß | | 24,36 „ |
| | Gesamtsumme an Verbrennungsprodukten | | | = 251,72 kg. |

Das Volumen der Verbrennungsprodukte pro 100 kg Kohle stellt sich demnach:

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| $CO_2$ . . . | 56,48 | kg abs. Gew. | 1,96 = | 28,80 cbm |
| $H_2O$ . . . | 10,35 | „ „ „ | 0,80 = | 12,92 „ |
| übersch. Luft . . . | 24,36 | „ „ „ | 1,29 = | 18,80 „ |
| $N_2$ . . . | 160,53 | „ „ „ | 1,43 = | 111,48 „ |
| | | | Summe = | 172,00 cbm. |

Pro Minute werden 24,8 kg Kohle verbrannt, demnach 42,7 cbm Verbrennungsprodukte erzeugt.

Das pro Sekunde entwickelte Essengasvolumen ist = 0,71 cbm.

| | pro Sekunde |
|---|---|
| 11. Beim Eintritt in den Regenerator (Verbrennungsgas) . . . . . . . . . . . | 4,88 cbm |
| 12. Beim Austritt aus dem Regenerator (Verbrennungsgas) . . . . . . . . . . . | 1,76 „ |
| 13. Essengase am Fuße der Esse . . . . . . | 1,49 „ |

Die Querschnitte an den verschiedenen Stellen des Ofens werden sich nun ergeben, indem wir die Volumina durch die zugehörige Geschwindigkeit dividieren. So entsteht der:

| | |
|---|---|
| 1. Querschnitt des Gaskanales hinter dem Generator . . . . . . . . . . . . . zu | 0,742 qm |
| 2. Querschnitt des Gaskanales vor der Umsteuerung zu | 0,375 „ |
| 3. Querschnitt des Gaskanales vor den Regeneratoren . . . . . . . . . . . . . zu | 0,290 „ |
| 4. Querschnitt (freier) des Regeneratorgitterwerkes zu | 1,160 „ |
| 5. Querschnitt des Regenerators (im oberen Teile) zu | 2,320 „ |
| 6. Querschnitt d. Gasausströmschlitze zum Herdraum . . . . . . . . . . . . . zu | 0,182 „ |
| 7. Querschnitt des Luftkanales hinter der Umsteuerung . . . . . . . . . . . zu | 0,300 „ |
| 8. Querschnitt des Luftkanales am Regenerator zu | 0,250 „ |
| 9. Querschnitt des Luftregenerator (freier) -Gitterwerkes . . . . . . . . . . . . zu | 0,600 „ |
| 10. Querschnitt des Luftregenerators (oberer Teil) zu | 1,200 „ |
| 11. Querschnitt der Luftausströmschlitze zum Herdraum . . . . . . . . . . . . . zu | 0,204 „ |

Der Herdraum muß, da sich die Gase zwei Sekunden in ihm aufhalten sollen, 4,85 cbm enthalten.

Bei einer Tiefe des Bades von 0,3 m, nach der Kalotte gerechnet, ist die Fläche des Bades = ca. 8,00 qm; die Breite des Herdes sollte 2,0 m und die Länge rund 4,5 m, die mittlere Höhe des Gewölbes über dem Bade ca. 0,6 m betragen.

## Berechnung des Volumens der Regeneratoren.

Die vorher ermittelten Geschwindigkeiten stellen das Maximum, die Querschnitte demnach das Minimum dar.

Die Berechnung der Regeneratoren beschränkt sich nach dem früher Gesagten auf die Ermittlung des Volumens derselben. Die Auslegermenge läßt sich dann auch leicht feststellen. Die übrigen Dimensionen braucht man nicht zu berechnen, da es sich nur um das Volumen der Regeneratoren und der Ausleger handeln kann.

Die Erwärmung in den Kammern stellt sich für Gas zu 450° C, und Luft zu 680° C.

Die Volumina sind für:

| | Gas | Luft |
|---|---|---|
| beim Eintritt in den Regenerator | 0,870 cbm | 0,728 cbm |
| „ Austritt aus dem „ | 1,450 „ | 1,631 „ |
| mittlerere Volumina. . . . . | 1,160 cbm | 1,180 cbm |

## Gasregenerator.

Das Gasvolumen bei 0° Temperatur und 760 mm ist gleich 0,353 cbm.

Die Erwärmung der Gase im Regenerator beträgt 450° C.

Es wird demnach mit Rücksicht auf das Seite 250 Mitgeteilte das Regeneratorvolumen sein müssen:

$$6,0 \times 0,353 \times 4,5 = 9,53 \text{ cbm.}$$

Das Gewicht des Gitterwerkes berechnet sich, wie folgt:

$$2850 \times 0,353 \times 4,5 = 4527,225 \text{ kg.}$$

Das Volumen der Gitterwerksziegel: 2,5 cbm.

Das freie Regeneratorvolumen ist = 7,0 cbm.

Das mittlere Volumen des Gases im Regenerator ist = 1,16 cbm, daher die Aufenthaltszeit = 6 Sekunden.

## Luftregenerator.

Das Luftvolumen bei 0° Temperatur und 760 mm ist = 0,364 cbm.

Die Erwärmung der Luft im Regenerator betrage 680° C.

Das Regeneratorvolumen berechnet sich demnach mit:

$$6 \times 0{,}364 \times 6{,}8 = 14{,}85 \text{ cbm.}$$

Das Gitterwerksgewicht berechnet sich folgend:

$$2850 \times 0{,}364 \times 6{,}8 = 7054{,}3 \text{ kg.}$$

Das Volumen der Gitterwerksziegel stellt sich auf:

$$\frac{7054}{1800} = 3{,}92, \text{ rund } 4{,}0 \text{ cbm.}$$

Das freie Regeneratorvolumen ist = 10,8 cbm, daher stellt sich die Aufenthaltszeit auf rund 9,15 Sekunden.

---

Es sollen jetzt die Wärmemengen, welche das Gitterwerk im abgekühlten und heißen Zustande aufgespeichert halten muß, ferner die Temperaturabnahme während des Umsteuerungsintervalles, und zwar für den Gas- und Luft regenerator berechnet, werden:

### Gasregenerator.

Die mittlere Temperatur im abgekühlten Gasregenerator wird sein: $\frac{400+850}{2} = \frac{1250}{2} = 625^\circ$ C.

Die aufgespeicherte Wärmemenge ist:

$$W = 4520 \times 0{,}21 \times 625 = 593\,250 \sim 595\,000 \text{ Kalorien.}$$

Diese Gase sollen den Regenerator in 30 Minuten passieren und in der Zeit eine Temperatursteigerung von 450° C erfahren.

Die Wärmekapazität der Gase ist pro 100 kg Gas =

| | | | | Wärmekapazität |
|---|---|---|---|---|
| $CO_2$ | 3,40 | kg spez. Wärme | 0,217 = | 0,76 |
| $CO$ | 30,00 | „ | 0,245 = | 7,35 |
| $CH_4$ | 0,49 | „ | 0,593 = | 0,29 |
| $C_2H_4$ | 1,67 | „ | 0,388 = | 0,65 |
| $H_2$ | 0,60 | „ | 3,409 = | 2,04 |
| $O_2$ | 2,66 | „ | 0,218 = | 0,58 |
| $N_2$ | 61,18 | „ | 0,244 = | 15,03 |
| | 100,00 | kg | Wärmekapazität = | 26,70 Kalorien. |

Die spezifische Wärme des Gasgemisches ist gleich 0,267.

In der Minute werden, wie auf Seite 305 berechnet, 24,8 kg Gas verbraucht, demnach in 30 Minuten $30 \times 24{,}8 = 744$ kg Gas.

Zur Erwärmung des Gases von 400° auf 850° C wird man daher einer Wärmemenge benötigen von:

$$W = 744 \times 0{,}267 \times 450^{0} = 89\,391{,}6 \sim 89\,400 \text{ Kalorien.}$$

Die im heißen Gitterwerke aufgespeicherte Wärme wird daher angenähert sein:

$$595\,000 + 89\,400 = 684\,400 \text{ Kalorien.}$$

Die mittlere Temperatur des heißen Gitterwerkes berechnet sich demnach mit:

$$T = \frac{684\,400}{4520 \times 0{,}21} = \frac{684\,400}{949{,}2},$$

oder wenn, um die kleine Differenz von oben wieder einzubringen, statt 949,2 950 gesetzt wird $= \frac{684\,400}{950} = 720{,}4^{0}$ C.

Die Temperaturabnahme stellt sich daher auf 95° C.

Da die Temperaturabnahme sehr hoch ist, wird man guttun, das Gewicht des Gitterwerkes um ca. ein Drittel des berechneten Gewichtes zu erhöhen, so zwar, daß man ca. 6000 kg dafür erhält. Das freie Volumen bleibt dann immer noch groß genug, ja es könnte sogar mit Rücksicht auf die lange Aufenthaltszeit noch etwas vermindert werden.

Das neu berechnete Gitterwerksvolumen umfaßt 3,4 cbm.

Das freie Regeneratorvolumen ist = 6,1 cbm.

Setzen wir die Aufenthaltszeit mit fünf Sekunden an, so wäre das freie Regeneratorvolumen mit $5 \times 1{,}16 = 5{,}8$ cbm gefunden, und das Volumen des ganzen Gasregenerators wäre:

$$= 5{,}8 + 3{,}4 = 9{,}2 \text{ cbm.}$$

## Luftregenerator.

In der Sekunde benötigt der Ofen 0,364 cbm Luft, während des Umsteuerungsintervalles daher 648 cbm Luft, das sind

$$648 \times 1{,}293 = 837{,}9 \sim 835 \text{ kg Luft.}$$

Die mittlere Temperatur im Luftregenerator ist

$$\frac{273 + 950}{2} = 611^{0} \text{ C.}$$

Die im abgekühlten Luftregenerator aufgespeicherte Wärme stellt sich auf:
W = 7054 $\times$ 0,21 $\times$ 611 = 905 098, nach unten abgerundet 900 000 Kalorien.

Die Wärmekapazität des gesamten Luftquantums ist:

$$835 \times 0{,}237 = 197{,}9 \sim 198 \text{ Kalorien.}$$

Die Luft soll im Regenerator um 680° C erwärmt werden und wird deshalb die ganze Luftmenge 198 $\times$ 680 = 134 640 Kalorien aus dem Gitterwerke entnehmen müssen.

Die im heißen Gitterwerke vorhandene Wärme wird sein

$$905\,098 + 134\,640 = 1\,039\,738 \text{ Kalorien.}$$

Die Temperatur des heißen Gitterwerkes errechnet sich daraus mit:

$$T = \frac{1\,039\,738}{7054 \times 0{,}21} = \frac{1\,039\,738}{1481{,}3} = 701^{\circ} \text{ C.}$$

Die Temperaturabnahme des Gitterwerkes während eines Umsteuerungsintervalles stellt sich daher auf

$$701 - 611 = 90^{\circ} \text{ C;}$$

d. h. das Gitterwerksgewicht kann belassen werden. Dagegen ist die Aufenthaltszeit sehr groß und erlaubt eine Verminderung des freien Regeneratorvolumens.

Nimmt man die Aufenthaltszeit der Luft im Regenerator mit acht Sekunden an, so muß das freie Volumen

$$8 \times 1{,}18 = 9{,}44 \text{ cbm}$$

sein; hierzu das Volumen der Gitterwerksziegel mit 4,0 cbm ergibt ein Volumen der leeren Luftregeneratorkammer von 9,44 + 4,0 = 13,44 cbm.

Die Zahlen für die Konstruktion der Regeneratoren sind demnach folgende:

| | Gasregenerator | Luftregenerator |
|---|---|---|
| Volumen . . . . . . . . | 9,2 cbm | 13,44 cbm |
| Volumen der Gitterziegel . | 3,4 „ | 4,0 „ |
| Freies Regeneratorvolumen . | 5,8 „ | 9,5 „ |
| Aufenthaltszeiten . . . . | 5 Sek. | 8 Sek. |

---

Die Dimensionen (Breite und Höhe) der verschiedenen Querschnitte werden beiläufig sein:

| | Höhe | Breite |
|---|---|---|
| 1. Gaskanal hinter dem Generator . | 0,825 m | 0,900 m |
| 2. vor der Umsteuerung. . . . . | 0,550 „ | 0,680 „ |
| 3. vor den Regeneratoren . . . . | 0,500 „ | 0,600 „ |

(Man wird aus den weiter oben dargelegten Gründen, wenn irgend möglich vor und hinter der Umsteuerung die gleichen Dimensionen beibehalten.)

4.–5. Diese Dimensionen richten sich nach dem Volumen der Regeneratoren und den vorherrschenden lokalen Verhältnissen.

6. Gasausströmschlitze zum Herdraum.

Es sei hier ein Schlitz, der nur zum Teil über die Ofenbreite reicht, angenommen. Die Breite des Ofens ist = 2,6 m; der Schlitz wird vorteilhaft 1,5 m lang gewählt, so daß dessen Breite 0,12 m sein wird.

| | Höhe | Breite |
|---|---|---|
| 7. Luftkanal hinter der Umsteuerung | 0,50 m | 0,60 m |
| 8. Luftkanal am Regenerator . . . | 0,50 „ | 0,50 „ |

(Es gilt dasselbe, was unter 3 gesagt wurde.)

9.–10. Es gilt dasselbe, was unter 4 und 5 gesagt wurde.

11. Siehe 6. Der Luftschlitz wird vorteilhaft breiter gemacht als der Gasschlitz, um die Ofenwandungen vor dem Gas zu schützen; man wählt ihn demnach 0,12 m hoch und 1,7 m breit.

Damit wären die Hauptdimensionen des Ofens berechnet.

---

### 2. Beispiel.

Bei dem zweiten Beispiele, dessen Berechnung jetzt durchgeführt werden soll, sollen mehrere Kohlensorten in Rechnung gezogen werden, deren Analysen Schwackhöfers Buche „Der Heizwert der Kohlen Österreich-Ungarns und Preußisch-Schlesiens“ entnommen sind.

Es sei angenommen, daß mehrere Kohlensorten zur Verfügung stehen, die gemeinsam im Generator zu vergichten sind. Die Analysen der Kohlensorten lauten:

| | I | II | III |
|---|---|---|---|
| Kohlenstoff . . . . . | 60,43 | 56,73 | 44,22 |
| Wasserstoff . . . . . | 4,09 | 3,97 | 3,58 |
| Sauerstoff . . . . . | 18,10 | 16,78 | 17,74 |
| Stickstoff . . . . . | 0,70 | 0,76 | 0,52 |
| Wasser, hygroskopisches | 10,58 | 10,78 | 28,08 |
| Asche . . . . . . . | 6,10 | 10,98 | 5,86 |
| verbrennlicher Schwefel | 0,40 | 1,20 | 0,29. |

Die mittlere Zusammensetzung von 100 kg vergichteten Brennstoffes ist demnach folgende: Kohlenstoff 56,93 kg, Wasserstoff 3,98 kg, Sauerstoff 17,82 kg, Stickstoff 0,67 kg, Wasser, hygroskopisches, 13,73 kg, Asche 6,87 kg (verbrennlicher Schwefel 0,51 kg), in Summa 100,00 kg.

Vorgreifend sei an dieser Stelle bemerkt, daß, nachdem wir wissen, daß pro 100 kg Kohle 0,51 kg verbrannter Schwefel in die Gase übergeht, wir berechnen können, wieviel Schwefel von dem Einsatze bezw. von dem Stahlbade im Maximum aufgenommen werden kann. Eine Charge umfaßt 9198 kg, welche 46,91 kg Schwefel enthalten.

Die Erzeugung sei = 11 800 kg Stahl; 76,65 kg Kohle pro 100 kg Stahl gerechnet, ergäbe die im Maximum mögliche Zunahme des Schwefelgehaltes zu 0,397 %.

Der größte Teil des Schwefels wird in den Essengasen als $SO_2$ wiedergefunden werden, ein weiterer großer Teil geht in die Schlacke. Der Schwefel im Essengas wird allerdings in der Form des schwersten Gases im Gemisch enthalten sein [$CO_2$ 44 (1,96), CO 28 (1,25), O 16 (1,43), N 14 (1,25), $SO_2$ 64 (2,86)] und demnach, da alle Gase gleichhoch erhitzt erscheinen, vielleicht am Stahlbade resp. an der über dem Stahlbade schwimmenden Schlackenhaut hinstreichen. Ob diese Ausgleichung der Gase nach ihrem Gewichte präzise stattfindet, und ob dies in der kurzen Zeit des Aufenthaltes der Gase im Herde stattfinden kann, wobei noch die Tendenz des ganzen Gasstromes, den Regeneratorschlitzen auf der gegenüberliegenden Seite zuzuströmen (Essenzug), zur Geltung gelangt, läßt sich nicht bestimmen.

Wenn die Gase viel $SO_2$ führen, so ist der Übergang des S in das Eisen um so mehr zu fürchten, je weicher gearbeitet wird, und dürfte sich in solchen Fällen eine Gaskondensationseinrichtung bewähren.

Die aus der Kohle gewonnenen Gase hatten folgende Zusammensetzung:

| | in Gewichtsprozenten |
|---|---|
| Kohlensäure $CO_2$ . . . . | 4,2 |
| Kohlenoxyd CO . . . . | 24,2 |
| Kohlenwasserstoff $CH_4$ . . | 2,2 |
| Stickstoff $N_2$ . . . . . | 61,2 |
| Wasserstoff $H_2$ . . . . . | 8,2 |
| | 100,00 [1]. |

Der Brennstoffverbrauch pro 100 kg Einsatz war = 76,65 kg, war also verhältnismäßig sehr hoch.

Das Beispiel wurde jedoch absichtlich gewählt, weil ein hoher Brennstoffverbrauch, im Vergleich mit dem Ofen mit geringerem Brennstoffaufwand, auch große Gas- und Luftmengen mit sich bringt.

Der Einsatz pro Charge soll 12000 kg, die Dauer einer Charge 11 Stunden 20 Minuten betragen.

Der Ofen sei sauer zugestellt.

| | | | |
|---|---|---|---|
| Brennstoffaufwand pro Charge | $120 \times 76{,}65$ | = | 9198,00 kg |
| „ „ Stunde | 9198,0 : 11,3 | = | 81,2 „ |
| „ „ Minute | 81,2 : 60 | = | 13,53 „ |
| „ „ Sekunde | 13,53 : 60 | = | 0,225 „ |

Wieviel Kilogramm Kohle sind jetzt nötig, um 100 kg Gas zu erzeugen?

100 kg Gas enthalten:

| | | | |
|---|---|---|---|
| Kohlensäure $CO_2$ . . | 4,2 kg, u. zw. | 1,33 kg C | und 2,87 kg O |
| Kohlenoxyd CO . . | 24,2 „ „ | 10,37 „ C | „ 13,83 „ O |
| Kohlenwasserstoff $CH_4$ | 2,2 „ „ | 1,65 „ C | „ 0,55 „ H |
| 100 kg Gas werden somit enthalten | | 13,35 kg C. | |

Da 100 kg Kohle 56,93 kg Kohlenstoff enthalten, werden

[1]) Der Gehalt an $SO_2$ wurde vernachlässigt.

diese 100 kg auch 354,20 kg Generatorgas erzeugen, oder es werden 28,23 kg Brennstoff mit der dem Generator zugeführten feuchten Luft 100 kg Generatorgas bilden.

Pro Sekunde werden 0,225 kg Kohle verbrannt und 0,797 kg Generatorgas erzeugt. Dann werden

100 kg Generatorgas =

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| $CO_2$ . . | 4,2 kg | : 1,96 (abs. Gew.) | = | 2,14 cbm |
| CO . . | 24,2 „ | : 1,25 „ „ | = | 19,30 „ |
| $CH_4$ . . | 2,2 „ | : 0,72 „ „ | = | 3,06 „ |
| $N_2$ . . | 61,2 „ | : 1,25 „ „ | = | 49,00 „ |
| $H_2$ . . | 8,2 „ | : 0,09 „ „ | = | 91,00 „ |
| | | | | 164,50 cbm sein. |

1 kg Generatorgas gibt 1,645 cbm, 0,797 kg Generatorgas pro Sekunde sind = 1,315 cbm.

Die für die Verbrennung nötige Luftmenge berechnet sich:

| | |
|---|---|
| 24,2 kg CO verbrennen zu 38,03 kg $CO_2$ und benötigen . . . . . . . . . . . . . . | 13,83 kg O |
| 2,2 kg $CH_4$ verbrennen zu 6,05 kg $CO_2$ und 4,95 kg $H_2O$ und benötigen . . . . . . | 8,70 „ O |
| 8,2 kg $H_2$ verbrennen zu 73,8 kg $H_2O$, benötigend | 65,60 „ O. |
| Demnach sind zur Verbrennung von 100 kg Generatorgas Sauerstoff erforderlich . . . . | 88,13 kg. |

88,13 kg Sauerstoff mit 289,63 kg Stickstoff geben 377,76 kg Luft[1]).

1 cbm Luft wiegt bei 0° C und 760 mm Barometerstand 1,2936 kg; es wird demnach das angegebene Luftquantum dem Volumen nach 292 cbm ausmachen.

Nach vorigem wird somit 1 kg Generatorgas (1,645 cbm) an Verbrennungsluft 2,92 cbm benötigen.

Pro Sekunde werden 0,797 kg Generatorgas verbrannt, welche 2,327 cbm Luft erfordern.

Die Volumina werden demnach sein:

| | |
|---|---|
| Generatorgas bei 0° Temperatur . | 1,315 cbm |
| Luft bei 0° Temperatur . . . . | 2,327 „ |
| Zusammen | 4,642 cbm. |

---

[1]) 77,2 kg N + 22,8 kg O = 100 kg Luft.

Diese Volumina ändern sich in:

| | | pro Sekunde |
|---|---|---|
| 1. | Beim Austritt aus dem Generator (Gas) . . | 2,77 cbm |
| 2. | Bei der Umsteuerung (Gas) . . . . . . | 2,08 „ |
| 3. | Beim Eintritt in den Regenerator (Gas) . . | 3,25 „ |
| 4. | Bei der Umsteuerung (Luft) . . . . . . | 2,241 „ |
| 5. | Beim Eintritt in den Regenerator (Luft). . | 4,014 „ |
| 6. | Beim Austritt aus dem Regenerator (Gas) . | 5,43 „ |
| 7. | Im Regenerator (Gas) . . . . . . . . | 4,34 „ |
| 8. | Beim Austritt aus dem Regenerator (Luft) . | 9,039 „ |
| 9. | Im Regenerator (Luft) . . . . . . . . | 6,527 „ |

Die Verbrennungsprodukte bestehen pro 100 kg Generatorgas aus:

| | | | |
|---|---|---|---|
| $CO_2$ | 44,08 kg : 1,96 | (absolutes Gewicht | = 22,48 cbm |
| $H_2O$ | 78,75 „ : 0,80 | | = 98,43 „ |
| $N_2$ | 350,83 „ : 1,255 | | = 280,00 „ |
| Luft | 75,55 „ : 1,2936 | | = 59,9 „ |
| Summa | 549,21 kg | | 460,81 cbm. |

Da nun 100 kg Generatorgas $\sim$ 460 cbm Verbrennungsprodukte ergeben, werden 0,797 kg Generatorgas, welche pro Sekunde entwickelt werden, 367 cbm Verbrennungsprodukte liefern.

| | | |
|---|---|---|
| 10. | Verbrennungsgase im Herdraum . . . | 25,2 cbm |
| 11. | Beim Eintritt in die Regeneratoren . . | 25,2 „ |
| 12. | Beim Austritt aus den Regeneratoren . | 9,2 „ |
| 13. | Essengase am Fuße der Esse . . . . | 7,7 „ |

Bevor wir die Geschwindigkeiten berücksichtigen, ist zu ermitteln, warum diese Volumina pro Sekunde so groß sind. Diese Frage beantwortet die chemische Analyse.

Im ersten Beispiele war nur die relativ unbedeutende Menge von 0,6 kg Wasserstoff vorhanden, während im zweiten Beispiele 8,2 kg Wasserstoff in den Gasen stecken.

Bei Erwähnung von Grahams Studien wurde hervorgehoben, daß sich die Diffusionsgeschwindigkeiten der Gase umgekehrt verhalten wie die Quadratwurzeln ihrer spezifischen Gewichte. Ferner wurde darauf hingewiesen, daß beispiels-

weise Wasserstoff, diesem Gesetze entsprechend, viermal schneller diffundieren werde als Sauerstoff.

Da wir nun ein Gas haben, welches mehr als zur Hälfte seines Volumens aus Wasserstoff besteht, ist auf seine leichte Leitungsfähigkeit Rücksicht zu nehmen und, da der Stickstoffgehalt der Gassorten der beiden Beispiele nahezu derselbe ist, die Leitungsgeschwindigkeiten doppelt so groß zu nehmen.

Bei dieser Gelegenheit sei darauf aufmerksam gemacht, daß man auf die Diffusionsgeschwindigkeit der Gase insofern Rücksicht nehmen sollte, als die betreffenden Zahlen Aufschluß über die Leitbarkeit des Gases geben; je größer die Diffusionsgeschwindigkeit, um so bedeutender die „Lebhaftigkeit" des Gases, das heißt seine Leitbarkeit. Es würde zu weit führen, diesen Gegenstand hier noch eingehender zu behandeln, gewiß ist aber, daß man, wenn die Analyse eines Gases bekannt ist, eine Verhältniszahl feststellen kann, die angibt, um wieviel leichter oder schwerer dieses Gas in den Leitungen zu bewegen ist oder auch diffundiert. Diese Verhältniszahl wird man dann bei Feststellung der Geschwindigkeiten in den Ofenpartien berücksichtigen, wobei die weiter oben gegebenen Geschwindigkeiten als Normalzahlen gelten könnten.

Die Fortpflanzungsgeschwindigkeit, welche unter Umständen noch mehr zu berücksichtigen sein wird, stellt sich nach Bunsen für Wasserstoff (das leichteste Element) auf 34 m und für Kohlenoxyd (das schwerste Gas) auf 1 m pro Sekunde.

Auch dies berechtigt dazu, die Geschwindigkeiten im vorliegenden Beispiele zu erhöhen.

Auf Grund der geänderten Geschwindigkeiten berechnen sich die Querschnitte der einzelnen Ofenteile (die der Regeneratoren übergehend) wie folgt:

1. Querschnitt des Gaskanales hinter dem Generator 1,385 qm
2. „ „ „ vor der Umsteuerung 0,700 „
3. „ „ „ vor den Regeneratoren . . . . . . . . . . . . . . . . 0,540 „

6.[1]) Querschnitt der Gasausströmschlitze zum Herdraum . . . . . . . . . . . . . . . . . 0,450 qm
7. Querschnitt des Luftkanales hinter der Umsteuerung . . . . . . . . . . . . . . 0,750 „
8. Querschnitt des Luftkanales am Regenerator . 0,670 „
11.[2]) Querschnitt der Luftausströmschlitze zum Herdraum . . . . . . . . . . . . . . . . . 0,750 „

Der Herdraum wird, da sich die Gase nur eine Sekunde in demselben aufhalten müssen, 25,2 cbm betragen.

Bei einer Tiefe des Bades von 0,5 m wird die obere Fläche des Bades 8,1 qm sein.

Ferner berechnet man daraus die Breite zu 2,0 m und die Länge zu 5,1 m.

Die Höhe des Herdraumes ergibt sich dann mit 2,4 m, was entschieden zu hoch ist. Deshalb sollen vor dem Herde Verbrennungskammern geschaffen und auf diese Weise das nötige Volumen erreicht werden.

Allerdings wird von einigen Seiten behauptet, daß die Anordnung von Verbrennungskammern vor dem Herde nicht empfehlenswert sei; es ist dies möglich, doch lassen insbesondere Gase, die viel Kohlenwasserstoffe oder auch Wasserstoff in größeren Mengen enthalten, eine solche Konstruktion der obersten Ofenpartie vorteilhaft erscheinen. Die Verbindung zwischen Verbrennungsraum und Herdraum darf jedoch keine Verengung darstellen; ein Niederdrücken der Flamme und später folgendes Kuppelgewölbe zur Entfaltung werden ungünstig wirken.

Die Verbrennungskammern mögen beiderseits eine Verlängerung des Herdraumes von 1,3 m, zusammen also 2,6 m verursachen, so daß die Länge des Herdraumes 5,1 + 2,6 = 7,7 m wird. Macht man dann den Herd an der Schlackenlinie 2,5 m breit, so ergibt sich eine Höhe des Gewölbes über dem Bade von 1,4 m.

---

[1]) Die Geschwindigkeit des Gases in den Ausströmschlitzen sei mit 12 m angenommen.

[2]) Wie bei Gas 12 m Geschwindigkeit.

Weiter oben wurde erwähnt, daß sich Kohlenwasserstoffe für hohe Gewölbe besonders eignen, wohingegen Wasserstoff und Kohlenoxydgas hierfür unbrauchbar sind. Mit Rücksicht darauf soll mit der Höhe des Gewölbes über die berechneten 1,40 m nicht hinausgegangen und über die Verbrennungskammern ein gebrochenes (horizontales, gegen das Bad abfallendes) Gewölbe gelegt werden; über dem Bade wollen wir in einer horizontalen Linie zur anderen Seite gehen und dort wieder aufsteigen, und endlich horizontal über den Einströmungen enden.

## Berechnung der Regeneratoren.

Infolge der außergewöhnlichen Zusammensetzung der Gase sind vorerst die Wärmekapazitäten für Gas und Luft zu berechnen.

| | Die Zusammensetzung der Gase in Kilogramm pro 100 kg stellen sich für | |
|---|---|---|
| | 100 kg Gas: | 100 kg Kohle auf: |
| Kohlensäure $CO_2$ . . | 4,2 | 14,88 |
| Kohlenoxyd $CO$ . . | 24,2 | 85,72 |
| Kohlenwasserstoff $CH_4$ | 2,2 | 7,79 |
| Stickstoff $N_2$ . . . | 61,2 | 216,77 |
| Wasserstoff $H_2$ . . . | 8,2 | 29,04 |
| | 100,00 | 354,20. |

Die Wärmekapazität der Generatorgase stellt sich für:

| | | spez. Wärme | |
|---|---|---|---|
| Kohlensäure $CO_2$ auf . | 14,88 kg | $\times$ 0,217 = | 3,229 |
| Kohlenoxyd $CO$ . . . | 85,72 „ | $\times$ 0,245 = | 21,001 |
| Kohlenwasserstoff $CH_4$ | 7,79 „ | $\times$ 0,593 = | 4,619 |
| Stickstoff $N_2$ . . . . | 216,77 „ | $\times$ 0,244 = | 52,892 |
| Wasserstoff $H_2$ . . . | 29,04 „ | $\times$ 3,409 = | 98,997 |
| | 354,20 kg | | 180,738. |

Berechnung der Wärmekapazität der Luft:

spez. Wärme

261,178 kg $\times$ 0,2377 = 62082 Kalorien.

In diesem Falle ist die Wärmekapazität der Verbrennungs-

luft gleich einem Drittel derjenigen der Generatorgase. Dies ist im folgenden zu berücksichtigen.

Die Volumina stellen sich für:

| | Gas | Luft |
|---|---|---|
| Beim Eintritt in den Regenerator auf | 3,25 cbm | 4,014 cbm |
| Beim Austritt aus den Regenerator | 5,43 „ | 9,039 „ |
| Mittlere Volumina | 4,34 cbm | 6,527 cbm. |

## Gasregenerator.

Das Gasvolumen bei 0° Temperatur und 760 mm ist = 1,315 cbm. Die Erwärmung der Gase im Regenerator beträgt 450° C. Das Regeneratorvolumen soll demnach sein:

$$6{,}0 \times 1{,}315 \times 4{,}5 = 35{,}5 \text{ cbm.}$$

Das Gitterwerksgewicht ist:

$$2850 \times 1{,}315 \times 4{,}5 = 16\,865 \text{ kg.}$$

Das Volumen der Gitterwerksziegel stellt sich auf 9,3 cbm.

Das mittlere Volumen des Gases im Regenerator stellt sich auf: 4,34 cbm.

Das freie Regeneratorvolumen wird sein:

$$35{,}5 - 9{,}3 = 26{,}2 \text{ cbm,}$$

somit die Aufenthaltszeit des Gases im Regenerator:

$$\frac{26{,}2}{4{,}3} = 6{,}1 \text{ Sekunden,}$$

und die Aufenthaltszeit des Gases im Gitterwerk = 2,2 Sekunden. Diese Aufenthaltszeit ist allerdings kurz, sie kann aber durch lockeres Ausschlichten verlängert werden.

## Luftregenerator.

Das Luftvolumen bei 0° Temperatur und 760 mm ist = 2,327 m.

Die Erwärmung der Luft im Regenerator betrage: 680° C.

Das Regeneratorvolumen berechnet sich demnach mit:

$$6{,}0 \times 2{,}327 \times 6{,}8 = 94{,}9 \text{ cbm.}$$

Die frühere Berechnung der Wärmekapazitäten von Luft und Gas haben ergeben: 62,082 Kalorien und 180,738 Kalorien. Die Wärmekapazität des Gases ist demnach nahezu dreimal so groß als jene der Luft, während bei der Berechnung auf

Seite 251 eine Wärmekapazität der Luft von 190, und eine solche des Gases von 100 Kalorien zugrunde gelegt wurde. Wir können daher anstandslos unter Beibehaltung des berechneten Volumens für den Gasregenerator das Volumen des Luftregenerators ebenso wie später das Gewicht des Gitterwerkes um die Hälfte herabsetzen.

Es wird demnach:

das Regeneratorvolumen = 40,9 cbm,
das Gitterwerksgewicht = $1/2 \times 2850 \times 2{,}327 \times 6{,}8 = 22\,580$ kg,
das Volumen der Gitterwerksziegel = 11,3 cbm,
das freie Regeneratorvolumen = 30,1 cbm,
das Volumen der Luft im Regenerator = 6,527 cbm,
die Aufenthaltszeit der Luft im Regenerator = 4,7 Sekunden,
" " " " " Gitterwerk = 1,76 " ,
was allerdings kurz ist, weshalb eine lockere Ausschlichtung zu empfehlen sein wird.

---

Es sei jetzt noch festgestellt, ob die Verbrennungsprodukte gestatten, daß Gas und Luft eine Erhitzung in den Regeneratoren, wie die vorher angenommene, erfahren.

Die Verbrennungsprodukte sind wie folgt zusammengesetzt:

| | | spez. W. | |
|---|---|---|---|
| $CO_2$ | 44,08 kg | × 0,217 = | 9,57 |
| $H_2O$ | 78,75 " | × 0,480 = | 37,80 |
| $N_2$ | 350,83 " | × 0,244 = | 85,60 |
| Luft | 75,55 " | × 0,237 = | 17,90 |
| | | | 150,87 Kalorien, |

d. h. die Wärmekapazität der 100 kg Generatorgas entsprechenden Verbrennungsprodukte ist abgerundet gleich 151 Kalorien.

100 kg Kohle entwickeln 354,2 kg Generatorgas und daher eine Essengasmenge, deren Wärmekapazität sein wird:

$$3{,}542 \times 151 = 534{,}84 \backsim 535 \text{ Kalorien.}$$

Die von diesem Essengasquantum in die Regeneratoren übertragene Wärmemenge ist gleich =

$$535 \times (1600^0 - 400^0) = 642\,000 \text{ Kalorien.}$$

Die Generatorgase nehmen mit:

$$180,74 \times 450 = 81\,333 \text{ Kalorien};$$

die Sekundärluft:

$$62,66 \times 680 = 42\,609 \text{ Kalorien}.$$

Hieraus ist zu ersehen, daß die angenommene Wärmeleitung der Regeneratoren leicht zu erzielen sein wird. Es hängt dies mit dem großen Wasserstoffgehalte der Gase zusammen.

---

Die Erhitzung des Gases und der Luft in den Regeneratoren berücksichtigend, sind noch die Geschwindigkeit der Entzündung und die Entzündungstemperaturen der Gase zu betrachten. Innerhalb gewisser Grenzen erfolgt die Verbrennung um so vollkommener und rascher, je dünner das Medium ist. L. H. Thielmann schreibt in seinem „Handbuch für stationäre Dampfkessel" (Berlin 1889), daß die Entzündungstemperatur des Kohlenstoffes bei 300°, die von $C_2H_4$ und $H_2$ bei 525° und die von $CH_4$ bei 1300° C liege. Frankland[1]) gibt die Entzündungstemperatur für Wasserstoff als zwischen 800 und 1000° C, also bei Kirschrotglut, welche nach den Feststellungen der physikalisch-technischen Reichsanstalt bei 850° C liegt, liegend an. Nach Bunsen[1]) zündet ein Wasserstoff-Sauerstoffgemenge bei 743,6° C.

Man soll mit der Temperatur der Medien beim Eintritt in den Herdraum diesen Zahlen möglichst nahe zu kommen suchen; eine kleine Differenz wird die im Herde aufgespeicherte Wärme ausgleichen.

---

Die Breite und Höhe der verschiedenen Querschnitte werden beiläufig sein:

1. Querschnitt des Gaskanales hinter dem Generator . . . . . . . . . . . . 1,40 m × 1,00 m
2. Querschnitt des Gaskanales vor der Umsteuerung . . . . . . . . . . . . 1,0 „ × 0,70 „
3. Querschnitt des Gaskanales vor den Regeneratoren . . . . . . . . . . 0,60 „ × 0,90 „

[1]) v. Jüptner, Die Untersuchung von Feuerungsanlagen.

4.} Die Dimensionen richten sich nach den Volumen der
5.} Regeneratoren und den lokalen Verhältnissen.
6. Querschnitt der Gasausströmschlitze . 0,3 m × 1,5 m
7. Querschnitt des Luftkanales hinter der Umsteuerung . . . . . . . . . . . 0,80 „ × 0,94 „
8. Querschnitt des Luftkanales am Regenerator . . . . . . . . . . . . . . 0,75 „ × 0,90 „
9.} Siehe Nr. 4 und 5.
10.}
11. Querschnitt der Luftausströmschlitze . 0,45 „ × 1,7 „

3. Beispiel.

Silvain Périssé gibt einen ausführlichen Bericht über verschiedene Öfen in seiner „Note sur le four à gaz avec récupérateur de chaleur, système Ponsard", dessen Ausgitterung der Regeneratoren wie Vor- und Nachteile als bekannt vorausgesetzt werden dürfen.

Nach Périssé enthielt die in den Öfen verwandte Kohle 79 bis 81 % Koks und 21 bis 19 % flüchtige Bestandteile, bezogen auf wasser- und aschenfreie Substanz, daneben ca. 9,0 % Asche, so daß ihre ursprüngliche Zusammensetzung ungefähr folgende gewesen sein muß: Kohlenstoff 70,48 %, Wasserstoff 2,81 %, Sauerstoff 12,39 %, Stickstoff 1,05 %, Wasser (hygroskopisches) 4,08 %, Asche 9,19 %, verbrennlicher Schwefel 0,56 %.

100 kg Kohle geben 627 kg Generatorgase, welche enthalten werden:

| | | |
|---|---|---|
| Kohlensäure . . | 37,68 | kg |
| Kohlenoxyd . . | 131,87 | „ |
| Methan . . . . | 33,86 | „ |
| Stickstoff . . . | 375,15 | „ |
| Wasser . . . . | 48,44 | „ |
| zusammen | 627,00 | kg, |

somit trockenes Gas 578,56 kg.

Die gewichtsprozentuale Zusammensetzung der Generatorgase wird sein:

| | | |
|---|---|---|
| Trockene Gase: | Kohlensäure . . | 6,51 % |
| | Kohlenoxyd . . | 22,79 „ |
| | Methan . . . | 5,86 „ |
| | Stickstoff . . . | 64,84 „ |
| | Sa. | 100,00 %. |

Demnach werden 100 kg Generatorgase zur vollständigen Verbrennung im Martinofen an Luft benötigen 160,4 kg entsprechend:

| | |
|---|---|
| Kohlenoxyd 22,79 kg mit 9,77 kg C und 13,02 kg O erfordern zur Verbrennung . . . . . | 13,02 kg O |
| Methan 5,86 kg mit 1,485 kg H und 4,375 kg C benötigt zur Verbrennung . . | 23,546 „ O |
| | 36,566 kg O per 100 kg Generatorgas. |

Diese 36,566 kg Sauerstoff entsprechen 160,40 kg atmosphärischer Luft, welche 123,834 kg Stickstoff führen.

Die Wärmekapazitäten von Gas und Luft stellen sich wie folgt:

a) Von Gas:

| | | | |
|---|---|---|---|
| Kohlensäure $CO_2$ . . | 37,68 kg | × 0,217 = | 8,177 Kalorien |
| Kohlenoxyd CO . . . | 131,87 „ | × 0,245 = | 32,308 „ |
| Kohlenwasserstoff $CH_4$ . | 33,86 „ | × 0,593 = | 20,079 „ |
| Stickstoff $N_2$ . . . . | 375,15 „ | × 0,244 = | 91,537 „ |
| | | | 152,101 Kalorien, |

∼ 152,0 ist also die Wärmekapazität der 100 kg Kohle entsprechenden Gasmenge.

b) Von Luft.

160,40 kg × 0,238 = 38,175 Kalorien Wärmekapazität der 100 kg Generatorgas entsprechenden Luftmenge.

220,865 Kalorien Wärmekapazität der 100 kg Kohle entsprechenden Luftmenge.

In Kubikmetern ausgedrückt würden wir erhalten für:

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| a) Gas: $CO_2$ | 37,68 kg : 1,96 | abs. Gew. | = | 19,20 | cbm |
| $CO$ | 131,87 „ : 1,25 | „ „ | = | 105,44 | „ |
| $CH_4$ | 33,86 „ : 0,72 | „ „ | = | 47,02 | „ |
| $N_2$ | 375,15 „ : 1,25 | „ „ | = | 300,10 | „ |
| | | | | 471,76 ∼ 472,0 cbm. | |

b) Luft: 160,40 kg × 5,7856 = 926,0 kg pro 100 kg Kohle.
926,0 kg : 1,2936 = 716,0 cbm.

---

Der Martinofen erzeuge pro Charge 9 t, eine Charge dauere samt Bodenmachen acht Stunden, so daß beim basischen Ofen in 24 Stunden drei Chargen fertig gemacht werden.

Der Kohlenverbrauch pro 100 kg Stahl sei gleich 45 kg.

---

Es möge zunächst die im Herde pro 100 kg Kohle erzeugte Wärmemenge bestimmt werden.

100 kg Kohle erzeugen, wie oben gezeigt wurde, 578,56 kg trockenes Gas, welches enthält:

| | | | |
|---|---|---|---|
| $CO_2$ . | 37,68 kg | — | — |
| $CO$ . | 131,87 „ × 2440 Kalorien | = | 321762,8 Kalorien |
| $CH_4$ . | 33,86 „ × 13345 „ | = | 451861,7 „ |
| $N_2$ . . | 375,15 „ | — | — |
| pro 100 kg Kohle erzeugte Wärme | | = | 773624,5 Kalorien. |

Wenn pro Charge 9 t mit 4050 kg Kohle erzeugt werden, wird man Brennstoff benötigen:

pro Stunde 4050 : 8 = 506,25 kg
„ Minute 506,25 : 60 = ∼8,44 „
„ Sekunde 8,44 : 60 = 0,14 „

Ebenso wird man pro Sekunde verbrauchen:

Gas . . . 0,66 cbm und
Luft . . . 1,027 „ pro Sekunde.

---

Die Menge des Schwefels, welche der Stahl möglicherweise aufnehmen kann, berechnet sich wie folgt:

Kohlenverbrauch pro Charge . . . . 4050,00 kg
Schwefelgehalt . . . . . . . . . . 0,56 %

| | |
|---|---|
| Schwefel in der Kohle pro Charge . . | 22,68 kg |
| Demnach Maximalschwefelmenge, welche der Stahl aufnehmen könnte . . . | 0,25 %. |

---

Die Volumina von Gas und Luft werden sich an den verschiedenen Teilen des Ofens ändern. Sie stellen sich pro Sekunde auf:

| | | |
|---|---|---|
| 1. | Beim Austritt aus den Generator (Gas) . . | 1,385 cbm |
| 2. | Bei der Umsteuerung (Gas) . . . . . . . | 1,058 „ |
| 3. | Beim Eintritt in den Regenerator (Gas) . | 1,625 „ |
| 4. | Bei der Umsteuerung (Luft) . . . . . . . | 1,140 „ |
| 5. | Beim Eintritt in den Regenerator (Luft) . | 2,042 „ |
| 6. | Beim Austritt aus dem Regenerator (Gas) . | 2,720 „ |
| 7. | Im Regenerator (Gas) . . . . . . . . . | 2,173 „ |
| 8. | Beim Austritt aus dem Regenerator (Luft). | 4,598 „ |
| 9. | Im Regenerator (Luft) . . . . . . . . . | 3,320 „ |

An Verbrennungsprodukten wurden 218,8 cbm erhalten, wie aus nachstehender Berechnung zu ersehen ist:

| | | | |
|---|---|---|---|
| $CO_2$ . . . | 51,81 kg | : 1,96 = | 26,40 cbm |
| $H_2O$ . . . | 13,41 „ | : 0,80 = | 16,75 „ |
| N . . . | 188,67 „ | : 1,25 = | 150,90 „ |
| Luft . . | 32,08 „ | : 1,293 = | 24,78 „ |
| Summe | 285,97 kg | | 218,83 cbm |

100 kg Generatorgase liefern 218,83 cbm Verbrennungsprodukte, 100 kg Kohle werden demnach ∾ 1260 cbm Verbrennungsprodukte, und da in einer Sekunde 0,14 kg Kohle vergast werden, so entstehen pro Sekunde 1,76 cbm Essengase.

| | | |
|---|---|---|
| 10. | Verbrennungsgase im Herdraum. . . . | 12,100 cbm |
| 11. | Beim Eintritt in den Regenerator . . . | 12,100 „ |
| 12. | Beim Austritt aus dem Regenerator . . | 4,340 „ |
| 13. | Essengase am Fuße der Esse . . . . . | 3,700 „ |

---

Es sollen jetzt die Querschnitte an den verschiedenen Stellen des Ofens festgesetzt werden.

| | | |
|---|---|---|
| 1. | Gaskanal hinter dem Generator . . . . | 1,385 qm |
| 2. | „ vor der Umsteuerung . . . . | 0,710 „ |
| 3. | „ vor dem Regenerator . . . . | 0,575 „ |
| 4.<br>5. | Soll weiter unten berechnet werden. | |
| 6. | Gasausströmschlitze zum Herdraum . . . | 0,340 „ |
| 7. | Luftkanal hinter der Umsteuerung . . . | 0,760 „ |
| 8. | „ am Regenerator . . . . . . | 0,681 „ |
| 9.<br>10. | Soll weiter unten berechnet werden. | |
| 11. | Luftausströmschlitze zum Herdraum . . . | 0,575 „ |

Bei einer Tiefe des Bades von 0,4 m wird die obere Fläche des Bades = 6,5 m, seine Breite = 2,0 m und seine Länge = 4,5 m sein.

Werden auch hier wie beim zweiten Beispiele Verbrennungskammern vorausgesetzt, so daß die Länge, um ca. 2,5 m verlängert, 4,5 + 2,5 = 7,0 m und die Breite in der Schlackenlinie 2,5 m wird, so müßte, bei zwei Sekunden Aufenthalt der Verbrennungsgase im Herdraume, das Gewölbe 1,7 m hoch sein. Da aber das Gas verhältnismäßig viel Kohlenwasserstoff besitzt, wird seine Strahlungsfähigkeit eine größere sein und könnte man daher das Gewölbe dreist noch etwas höher machen. Nun erscheinen aber 1,7 m an sich schon etwas viel, weshalb 1,5 m gewählt werden sollen, wodurch der Aufenthalt der Gase im Herdraume auf 1,5 Sekunde herabgesetzt werden würde.

### Berechnung des Volumens der Regeneratoren.

Die Erwärmung in den Kammern beträgt für das Gas 450° C, für die Luft 680° C.

| Die Volumina sind: | für Gas | für Luft |
|---|---|---|
| Bei 0° Temperatur . . . . . . . | 0,66 cbm | 1,027 cbm |
| Beim Eintritt in den Regenerator . | 1,625 „ | 2,042 „ |
| Beim Austritt aus dem Regenerator | 2,720 „ | 4,598 „ |
| Mittlere Volumina $\frac{2,72 + 1,625}{2}$ resp. $\frac{2,042 + 4,598}{2}$ = . . . . . . . . . | 2,173 cbm | 3,320 cbm. |

Die Wärmekapazitäten sind für Gas 142101 Kalorien und für Luft 220865 Kalorien (100 kg Kohle entsprechend).

### Gasregenerator.

Das Volumen des Gasregenerators soll auf Grund voriger Daten sein:

$$6{,}0 \times 0{,}66 \times 4{,}5 = 17{,}8 \text{ cbm.}$$

Das Gitterwerksgewicht ist:

$$2850 \times 0{,}66 \times 4{,}5 = 8464{,}5 \text{ kg,}$$

das ergibt ein Volumen der Gitterwerksziegel $= \sim 4{,}7$ cbm und ein freies Regeneratorvolumen $= 13{,}1$ cbm.

Das sekundliche Gasvolumen bei der mittleren Regeneratortemperatur ist $= 2{,}173$ cbm.

Die Aufenthaltszeit des Gases im Regenerator $= 6$ Sekunden,
„ „ „ „ „ Gitterwerk $= 2{,}2$ „ .

### Luftregenerator.

Das Volumen der Luftregeneratoren auf Grund voriger Daten soll sein:

$$6{,}0 \times 1{,}027 \times 6{,}8 = 41{,}9 \sim 42 \text{ cbm.}$$

Das Gewicht des Gitterwerkes ist:

$$2850 \times 1{,}027 \times 6{,}8 = 19953{,}3 \sim 20000 \text{ kg,}$$

das ergibt ein Volumen der Gitterwerksziegel von 11,1 cbm und ein freies Regeneratorvolumen $= 30{,}9$ cbm.

Das sekundliche Luftvolumen bei der mittleren Regeneratortemperatur ist gleich 3,32 cbm.

Die Aufenthaltszeit der Luft im Regenerator $= 9{,}4$ Sekunden,
„ „ „ „ „ Gitterwerk $= 3{,}3$ „ .

Das Verhältnis der Wärmekapazitäten sollte 1 : 1,9 sein, ist dagegen 1,4 : 2,2, d. h. das Gas muß relativ stärker erwärmt werden als die Luft und kann unter Beibehaltung der Dimensionen der Gasregeneratoren die Größe des Luftregenerators um 47 : 267, rund ein Fünftel, gekürzt werden, so daß dessen Dimensionen bezw. die Aufenthaltszeiten sein werden:

Volumen der Gitterwerksziegel (bleibt) 11,1 cbm
Freies Regeneratorvolumen . . . . . 22,5 „

Luftregeneratorvolumen (Kammer) . . 33,6 cbm.
Aufenthaltszeit der Luft:
im Regenerator = 6,8 Sekunden,
„ Gitterwerk = 3,3 „ .
Diese Dimensionen dürften passende sein.

Berechnung der Querschnitte.

| | | | Meter | | Meter |
|---|---|---|---|---|---|
| 1. | Gaskanal hinter dem Generator | Höhe | 1,385 | Breite | 1,0 |
| 2. | „ vor der Umsteuerung | „ | 1,0 | „ | 0,72 |
| 3. | „ vor dem Regenerator | „ | 0,85 | „ | 0,68 |
| 6. | Gasausströmschlitze zum Herdraum . . . . . . . . . . | Länge | 0,245 | „ | 1,4 |
| 7. | Luftkanal hinter der Umsteuerung . . . . . . . . | Höhe | 0,760 | „ | 1,0 |
| 8. | Luftkanal vor dem Regenerator | „ | 0,700 | „ | 0,95 |
| 11. | Luftausströmschlitze zum Herdraum . . . . . . . . . . | Länge | 0,34 | „ | 1,7. |

---

## B. Berechnung einiger oft angewandter Ofensysteme.

### a) Koksofen.

Es soll eine Koksofenanlage[1]) mit Ausnützung der Nebenprodukte für ein Hochofenwerk von 200 t Tagesproduktion berechnet werden[2]).

Anzahl Koksöfen.

Zur Erzeugung von 200 t Roheisen in 24 Stunden bei einem Brennstoffverbrauch von 100 kg Koks für 100 kg Roheisen sind 200 t Koks pro Tag nötig.

---

[1]) Bei Durchsicht der Berechnung wird man finden, daß etwas weit ausgeholt wurde, indem auch die allgemeinsten Zahlen, die für den Bau einer Koksofenanlage festgestellt werden müssen, in die Berechnung einbezogen sind. Das geschah nur aus dem Grunde, um mittels derselben den Wert der gewonnenen Nebenprodukte ermitteln zu können.

[2]) Vgl. Taf. VI u. VII sowie III, Fig. 3 u. 4.

Die Untersuchung der Kohle ergab weiter, daß bei der Verkokung entstanden 76,00 % Koks, 2,36 % Teer, 0,40 % $NH_3$ und 21,24 % Gase (inkl. Wasserdampf), zusammen 100 %, das macht 30,02 cbm Teer, $NH_3$ und Gase inkl. Wasserdampf auf 100 kg trockener Kohle.

Wenn 100 kg trockene Kohle 30,02 cbm Gase ergeben, so werden pro Charge $60 \times 30{,}02 = 1801{,}2$ cbm Gase entweichen.

Das mittlere spezifische Gewicht der abgezogenen Gase sei = 0,43, so daß das Gesamtgewicht der Gase betragen wird $1801 \times 0{,}43 = 774{,}43 \sim 775$ kg.

Das Koksausbringen stellt sich, wie oben angegeben wurde, auf 76 % oder 4560 kg.

Demnach ergäbe sich:

| | | |
|---|---|---|
| Einsatz. . . . . . . . | | 6000 kg |
| Ausbringen: | Koks 4560 kg | |
| | Gase 775 „ | |
| | 5335 kg | 5335 kg |
| | Rest | 665 kg |

Es verbleibt somit ein Rest von 665 kg, welcher den Fehler der Beobachtung und die Feuchtigkeitsmenge der Kohle ausdrückt. Wären die Beobachtungsfehler gleich Null gewesen, so würde sich ein Feuchtigkeitsgrad von ca. 11,1 % ergeben haben.

Das ganze Gasquantum von $\sim$1801 cbm, welches in 48 Stunden aus der Kohle abgesaugt wird, enthält demnach auch noch die Feuchtigkeit (in Form von Wasserdampf) und muß auch diese von den Exhaustoren aus dem Ofen in die Kondensationsapparate gebracht werden.

Der Wasserdampf wird nach jeder Beschickung und zwar bald nachdem frische Kohle in den Ofen eingetragen wurde, zu entweichen beginnen.

1 kg Wasserdampf bei 100° C Temperatur entspricht einem Volumen von 1,65 cbm. Daher werden, vorausgesetzt, daß die vorberechneten 665 kg tatsächlich als Feuchtigkeit enthalten sind, $665 \times 1{,}65$ cbm $= 1097{,}25 \sim 1100$ cbm Dampf zu beseitigen sein.

Die Nebenprodukte (24 %) werden nunmehr folgende Zusammensetzung zeigen:

| | | |
|---|---|---|
| Teer | 2,36 % | der Kohle |
| $NH_3$ | 0,40 „ | „ „ |
| Gase | 10,16 „ | „ „ |
| Wasserdampf | 11,08 „ | „ „ |
| Zusammen | 24,00 %. | |

Diese Produkte der trockenen Destillation der Kohle werden zu Anfang naturgemäß reichlicher als zu Ende der Branddauer entweichen. Bei einer größeren Anlage jedoch wird sich dies insofern besser ausgleichen, als man dort das Ziehen der Koke und Beschicken des Ofens derart einteilen wird, daß immer ein Ofen auf den anderen folgt. Sind beispielsweise zwei Ofenbatterien zu je 25 Öfen, d. h. 50 Öfen vorhanden und dauert ein Brand 48 Stunden, so wird ungefähr jede Stunde ein Ofen zum Ziehen kommen und demnach die Gasmenge bis auf unbedeutende Schwankungen nahezu immer gleich groß sein.

Ein Ofen wird in 48 Stunden
1801 cbm Gas und
1100 „ Wasserdampf abgeben,
welche der Exhaustor abziehen soll.

Das Gesamtvolumen, welches pro Ofen bewältigt werden muß, ist demnach gleich $1801 + 1100 = 2901$ cbm und das Volumen einer Batterie $= 25 \times 2901 = 72525$ cbm oder pro Stunde $72525 : 48 = 1510$ cbm $\sim 1500$ cbm und pro Sekunde $1500 : 3600 = 0{,}41$ cbm.

Stellt man eine Geschwindigkeit von 3 m[1]) in Rechnung, so würde eine Rohrleitung von rund 422 mm Durchmesser nötig sein. Die Rohrleitung, welche der einzelnen Seite der Anlage, also allemal 50 Öfen zugewiesen ist, wird den doppelten Querschnitt bekommen müssen, d. h. $d = 600$ mm. Die Rohrleitung für die ganze Anlage sollte 850 mm weit sein. Diese

---

[1]) Nach Ledebur, Eisenhüttenkunde, S. 409: Geschwindigkeit der Hochofengichtgase in Rohrleitungen 3 m pro Sekunde, mehr nicht erwünscht, wenn sie auch mitunter 6 m erreicht.

Durchmesser sind jedoch alle für kalte Gase berechnet und müssen mit Rücksicht darauf, daß die Gase warm sind, vergrößert werden.

Demgegenüber ist wieder zu berücksichtigen, daß an jeder Koksofenbatterie zwei Absaugrohrleitungen angeordnet sind und daher die erst berechneten Rohre kleiner ausgeführt werden dürfen und beispielsweise schon ein Durchmesser von 300 mm genügen würde.

Jičinsky gibt die Temperatur der Gase beim Entweichen aus dem Ofen zu 600 bis 700° C an und erhalten wir demnach folgendes geändertes Volumen:

1801 cbm Gas pro Ofen in 48 Stunden entsprechen 37,5 cbm in einer Stunde oder $37{,}5 \times 25 = 937{,}5$ cbm pro Stunde und Ofenbatterie.

Die Gasmenge pro Sekunde und Ofenbatterie stellt sich auf $3600 : 937{,}5 = 0{,}2604$ cbm.

Dasselbe Gasvolumen bei 600° C würde sein:

$V = 0{,}261 \times (1 + 0{,}00367 \times 600) = 0{,}835 \backsim 0{,}84$ cbm.

Hierzu kommen die 665 kg Wasserdampf. Diese werden jedoch kaum mit einer Temperatur von 600° C aus dem Ofen entweichen, weil sie bereits aus der Kohle auszutreten beginnen, wenn diese die Temperatur von 100° überschritten hat. Es wird deshalb eine Abkühlung des Ofens eintreten und sei daher die Temperatur, mit welcher die Feuchtigkeit entweicht, mit 100° C festgesetzt. Die Gase besitzen bei 100° C ein Volumen von 1100 cbm.

Das stündliche Volumen ist somit pro Ofen $1100 : 48 = 23$ cbm oder pro Batterie $25 \times 23 = 575$ cbm.

Das Wasserdampfvolumen pro Sekunde und Batterie wird betragen $575 : 3600 = 0{,}16$ cbm.

Rechnet man hierzu die obenstehenden 0,84 cbm Gas, so erhält man die pro Sekunde abzuführende Gas- bzw. Dampfmenge für eine Ofenbatterie von 25 Öfen zu rund 1,0 cbm.

Würden wir jetzt die früher berechneten Durchmesser beibehalten, so würde die Geschwindigkeit auf über 3 m pro Sekunde steigen. Vergrößern wir jetzt den Durchmesser der beiden Leitungen über den Öfen auf 500 mm, so wird

die Geschwindigkeit, wenn die beiden Leitungen das ganze Gas einer Batterie gleichmäßig abführen sollen, 2,5 m betragen.

Die Leitungen zu den Kondensationsvorrichtungen müssen, wenn alle vier Batterien ihre Gase einer einzigen Hauptleitung zuführen sollen, entsprechend größer sein.

---

Im folgenden soll jede Ofenbatterie von 25 Öfen für sich betrachtet werden.

Gase und Wasserdampf kommen zu den Kondensatoren und verlieren in der Leitung bis dahin schon ca. 400° C ihrer Temperatur. Die Geschwindigkeit in den Leitungen wird infolgedessen sukzessive vermindert, der Wasserdampf in den Kondensatoren beseitigt, alles Kondensible aus dem Gase entfernt und somit in den Gasometer ein Gasgemisch übergeführt werden, welches bei ca. 13° Temperatur beiläufig folgende Zusammensetzung aufweisen wird (diese Analyse betrifft dem Ofen entnommene und durch die Kondensationsanlage geleitete Gase): Benzindampf $C_6H_6$ 0,61 %, Äthylen $C_2H_4$ 1,63 %, Schwefelwasserstoff $H_2S$ 0,43 %, Kohlensäure $CO_2$ 1,41 %, Kohlenoxyd CO 6,49 %, Wasserstoff $H_2$ 53,32 % und Methylwasserstoff $CH_4$ 36,11 %, zusammen 100,00 Volumprozent.

Es soll jetzt angenommen werden, daß es möglich ist, den Benzindampf, sowie den Schwefelwasserstoff aus den Gasen ganz zu entfernen, so daß die Gase, welche schließlich vom Gasometer zum Ofen zurückgeführt werden, folgende Zusammensetzung haben: Äthylen 1,65, Kohlensäure 1,44, Kohlenoxyd 6,52, Wasserstoff 53,80 und Methylwasserstoff 36,59, zusammen 100,00 Volumprozent.

Wenn die ursprüngliche Gasmenge in der Stunde = 937,5 cbm gewesen ist, so wird dieselbe infolge Entfernung des Benzindampfes und des Schwefelwasserstoffes (zusammen 1,04 Volumprozent und ca. 97,4 cbm) beim Durchstreichen der Kondensations- und Waschapparate abgenommen haben und können deshalb nur 937,5 — $\sim$ 97,4 = $\sim$ 840 cbm Gas von 13° Temperatur pro Stunde und Ofenbatterie dem Gasometer entnommen werden.

---

Es handelt sich jetzt darum, festzustellen, ob man mit dem Gasgemisch imstande ist, ohne Vorwärmung desselben und der Luft genügend hohe Temperaturen zu erzeugen, um den Verkokungsprozeß durchführen zu können.

Die Verbrennung des Gases ergibt:

| Gaszusammensetzung | | in Gew.-Proz. | C | O | H | Summe |
|---|---|---|---|---|---|---|
| $C_2H_4$ . . . . | 1,65 | 4,7 | 3,5 | — | 1,2 | 4,7 |
| $CO_2$ . . . . | 1,44 | 6,4 | 1,7 | 4,7 | — | 6,4 |
| CO . . . . . | 6,52 | 18,4 | 7,8 | 10,6 | — | 18,4 |
| $H_2$ . . . . . | 53,80 | 10,9 | — | — | 10,9 | 10,9 |
| $CH_4$ . . . . | 36,59 | 59,6 | 44,7 | — | 14,9 | 59,6 |
| Summe | 100,00 | 100,0 | 57,7 | 15,3 | 27,0 | 100,0 |

Die 57,7 kg C beim Verbrennen von 100 kg Gas verbinden sich mit 153,6 kg O zu 211,3 kg $CO_2$.

Die 27,0 kg H werden mit 216,0 kg O zu Wasserdampf verbrannt.

Der Sauerstoffkonsum wird daher für 100 kg Gas 153,6 + 216,0 = 369,6 kg betragen. Da in den Gasen 15,3 kg O enthalten sind, müssen 369,6 — 15,3 = 354,3 kg O durch Luft der Verbrennung zugeführt werden.

Es wird die für die vollständige Verbrennung der 100 kg Gase nötige Luftmenge somit = 1530 kg sein.

Der Stickstoffgehalt derselben ist gleich

1530 — 354 = 1176 kg.

Die Luft ströme mit 20° C zu und besitze 60% relative Feuchtigkeit. Dann stellt sich das Feuchtigkeitsquantum obiger Luftmenge auf:

1530 : 1,293 = 1183 cbm Luft;

1 cbm enthält bei 20° Temperatur 17,1 g, bei 60% hingegen nur 10,2 g.

Die Luftmenge von 1183 cbm wird demnach

1183 × 10,2 = 12066 g,

rund 12 kg Wasser enthalten.

Die Verbrennungsprodukte sind wie folgt zusammengesetzt:

| | in Kilogramm | in Gewichtsprozenten trocken | feucht |
|---|---|---|---|
| 57,7 C, 153,6 $O_2$ | 211,3 kg $CO_2$ | 13,1 | 12,3 |
| 27,0 $H_2$, 216,0 O | 243,0 „ $HO_2$ | 14,9 | 14,8 |
| | 1176,0 „ $N_2$ | 72,0 | 71,7 |
| | 12,0 „ Feuchtigkeit | — | 0,7 (?) |
| | Summe: | 100,0 | 99,5 (?) |

Wenn 100 kg der Gase vollständig verbrennen, werden nachstehende Wärmemengen erzeugt:

| Gas | kg | Entwickelte Kalorien pro 1 kg | f. d. ganze Gasmenge |
|---|---|---|---|
| $C_2H_4$ | 4,7 | 11 860 | 55 600 |
| $CO_2$ | 6,4 | — | — |
| CO | 18,4 | 2 403 | 44 200 |
| $H_2$ | 10,9 | 34 460 | 375 000 |
| $CH_4$ | 59,6 | 13 060 | 780 000 |
| Summe | 100,0 | 12 548 | 1 254 800 |

Die Wärmekapazität der Verbrennungsprodukte wird sich stellen auf:

| Gas | Menge in kg | Spez. Wärme | Wärme-Kap. |
|---|---|---|---|
| $CO_2$ | 211,3 | 0,217 | 45,5 |
| $H_2O$ | 243,0 | 0,480 | 116,3 |
| $N_2$ | 1176,0 | 0,244 | 287,0 |
| $H_2O$ (Feuchtigkeit) | 12,0 | 0,480 | 5,75 |
| Summe | 1642,3 | 0,276 | 454,55 |

Die höchste Temperatur T, welche bei Verbrennung dieser Gase erzeugt werden kann, ist demnach

$$T = \frac{\text{Wärmemenge aus 100 kg Gas}}{\text{Wärmekapazität}} = \frac{1\,254\,800}{454,55} = 2762$$

$$= \sim 2760^{\circ}\text{ C.}$$

Die Gase im Sohlkanal besitzen, wenn sie mit der Luft

verbrennen, nach Jičinsky 1200 bis 1400° C, die in den Vertikalkanälen bis 1200° C und die in den Regeneratoren 1000° C.

Da nun die Verbrennungsprodukte mit ungefähr 420° C in die Esse treten (nebenbei bemerkt, eine Temperatur, die ganz gut noch um etwa 100° C herabgemindert werden könnte), so wird man in den Regeneratoren die einer Temperaturabnahme von 1000 — 320 = 680° C entsprechende Wärmemenge zurückhalten können.

Diese Wärmemenge W, für 100 kg Gas berechnet, ist gleich der Wärmekapazität der Verbrennungsprodukte × 680° C, d. h. = 454,55 × 680 = 309 094 Kalorien.

Ließe sich diese ganze Wärme durch Erhöhung der Gas- und Lufttemperatur wieder zurückgewinnen, so würde der pyrometrische Effekt der Gase von 2760° C auf ca. 3440° C sich gehoben haben!

Da aber diese Temperatur nicht benötigt wird (abgesehen davon, daß sie überhaupt nicht erreicht werden kann!), so werden wir die Regeneration nur dazu verwenden, die Überhitze der Gase behufs weitestgehender Verminderung der Gasmenge auszunützen.

Um die gesamte Gasmenge, welche während eines Brandes entwickelt wird, dem Gewichte nach kennen zu lernen, muß zuerst das Gewicht eines Kubikmeters Gas festgestellt werden. Da, wie auf Seite 334 berechnet, die gesamte Gasmenge, welche der Gasometer pro Ofenbatterie in einer Stunde zu liefern vermag, 840 cbm beträgt, ist es nicht schwer, das in der Zeiteinheit verfügbare Gasquantum in Kilogrammen zu eruieren.

| Gas | Volumprozent | Gewicht eines cbm | Gewicht der Gasmenge | Gewichtprozent | Spez. Wärme | Wärme-Kap. |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | in Kilogramm | | | | |
| $C_2H_4$ . . . | 1,65 | 1,251 | 2,06 | 4,7 | 0,404 | 1,90 |
| $CO_2$ . . . | 1,44 | 1,965 | 2,83 | 6,4 | 0,217 | 1,38 |
| $CO$ . . . . | 6,52 | 1,250 | 8,11 | 18,4 | 0,243 | 4,48 |
| $H_2$ . . . . | 53,80 | 0,089 | 4,84 | 10,9 | 3,409 | 37,02 |
| $CH_4$ . . . | 36,59 | 0,715 | 26,20 | 59,6 | 0,593 | 35,42 |
| Summe | 100,00 | 0,440 | 44,04 | 100,0 | 0,802 | 80,20 |

Da nach der Tabelle ein Kubikmeter des Gases 0,44 kg wiegt, so werden die 840 cbm, welche in einer Stunde vom Gasometer pro Ofenbatterie abgegeben werden können, ein Gewicht von $840 \times 0{,}44 = 369{,}6 \sim 370$ kg haben.

Das Umsteuerungsintervall sei mit einer Stunde in Rechnung gestellt.

Jetzt ist es möglich, die Größe der Regeneratoren und das Gewicht des Gitterwerkes zu ermitteln.

### Das Gitterwerk.

1 kg des Gases gibt 16,42 kg Verbrennungsprodukte, deren Wärmekapazität zusammen 4,54 (pro 1 kg = 0,350) beträgt. Wenn die Gase, wie früher angenommen, mit 1000° C in die Regeneratoren eintreten und sie mit 320° C verlassen, so wird die im Gitterwerke angesammelte Wärme sein:

$$370 \times 4{,}54 \times 680 = 1\,142\,260 \text{ Kalorien.}$$

Die spezifische Wärme des Gitterwerkes bei Weißglut ist = 0,26; das Gitterwerk soll die vorberechnete Wärmemenge während eines Umsteuerungsintervalles aufnehmen können und dabei eine Temperatursteigerung von rund 75° C (siehe Seite 253) erfahren. Das Gewicht des Gitterwerkes wird demnach sein:

$$1\,142\,260 \text{ Kalorien} = P \times 0{,}26 \times 75$$

$$P = \frac{1\,142\,260}{0{,}26 \times 751} = 58\,500 \text{ kg}$$ [1]).

Bei der Feststellung der Größe der Regeneratoren geht man richtigerweise von der Gasmenge, welche der Gasometer abgibt, und der angesaugten Verbrennungsluft aus.

---

[1]) Weiter unten wird das Gewicht des Gitterwerkes mit 72200 kg gefunden werden, und mit Rücksicht darauf sollte die Temperatur während eines Umsteuerungsintervalles nur um rund 60° C zu- oder abnehmen. Es ist dies bei der verhältnismäßig hohen Temperatursteigerung von Gas und Luft gut und ferner spricht dafür das lange Umsteuerungsintervall. Würde die Abkühlung größer sein, so wäre die Differenz in der Wärmeentwicklung vor und nach der Umsteuerung besser wahrnehmbar, der Betrieb des Ofens dann aber weniger regelmäßig.

Pro Stunde liefert der Gasometer an eine Ofenbatterie 840 cbm Gas im Gewicht von 370 kg.

100 kg Gas brauchen zur Verbrennung 1530 kg Luft.

370 „ „ werden 3,7 × 1530 = 5661 kg Luft benötigen.

1 cbm Luft wiegt 1,293 kg, somit wird obige Luftmenge gleich sein $\frac{5661}{1,293} = 4378$ cbm.

Die stündlichen Volumina beider Medien sind demnach:

Gas = 840 cbm, Luft = 4378 cbm.

Die spezifische Wärme des Gases ist mit 0,802 pro 1 kg Gas berechnet worden, jene der Luft ist 0,237.

Die Wärmekapazitäten sind demnach:

für Gas = 370 × 0,802 = 296,7 Kalorien pro 1 kg,
„ Luft = 5661 × 0,237 = 1351,65 „ „ 1 „.

1 cbm Gas wiegt 0,44 kg,
1 cbm Luft „ 1,293 „.

Die Wärmekapazität pro 1 cbm der Medien wird sein:

für Gas = 0,44 × 0,802 = 0,353 Kalorien,
„ Luft = 1,293 × 0,273 = 0,353 „ .

## Gasregenerator.

Der Gasometer gibt pro Stunde an die Ofenbatterie 840 cbm Gas, d. i. pro Sekunde 0,233 cbm ab.

Dieses Gasvolumen werde auf 800° C gebracht.

Das Umsteuerungsintervall sei eine Stunde. Auf Seite 251 wurde angegeben, daß bei einem Umsteuerungsintervall von 30 Minuten pro 1 cbm Gas und einer Steigerung der Temperatur um 100° C ein Regeneratorvolumen von 6 cbm und 2850 kg Ziegelgitterwerk nötig seien. Da in diesem Falle das Umsteuerungsintervall doppelt so lange währt, soll das Gewicht des Ziegelgitterwerkes zu 5700 kg angenommen und das Volumen entsprechend vergrößert werden.

Also: Regeneratorvolumen = 0,233 × 6 × 8,0 = 11,2 cbm.

Gitterwerksgewicht = 0,233 × 5700 × 8,0 = 10 624,8 kg ∽ 10 600 kg.

Volumen der Gitterwerksziegel = 6 cbm.

Die Hälfte davon zum Regeneratorvolumen zugeschlagen, erhöht letzteres auf 14,2 cbm und ergibt ein freies Regeneratorvolumen von 8,2 cbm.

Sekundliches Gasvolumen bei der mittleren Temperatur des Gases im Regenerator (400° C) = 0,58 cbm.

Aufenthaltszeit des Gases im Regenerator = 13,2 Sekunden.

Mit Rücksicht auf die verhältnismäßig bedeutende Temperatursteigerung kann diese lange Aufenthaltszeit beibehalten werden.

### Luftregenerator.

Das zuströmende Gas benötigt pro Sekunde 1,21 cbm Luft, welche auf 900° C erwärmt werden sollen. Auch hier sollen pro 1 cbm Luft 5700 kg Ziegelgitterwerk angesetzt und das Regeneratorvolumen entsprechend vergrößert werden.

Es ergibt sich somit:

Regeneratorvolumen $1,21 \times 6 \times 9 = 65,3$ cbm.

Gitterwerksgewicht $1,21 \times 5700 \times 9 = 62\,073$ kg.

Volumen der Gitterwerksziegel = 34,6 cbm.

Regeneratorvolumen korrigiert $= (65,3 + \frac{34,6}{2}) = 82,6$ cbm.

Freies Regeneratorvolumen = 48,0 cbm.

Sekundliches Luftvolumen bei der mittleren Temperatur der Luft im Regenerator = 3,2 cbm.

Aufenthaltszeit der Luft im Regenerator = 15,0 Sekunden.

Da die Wärmekapazitäten die gleichen sind, sollten die Aufenthaltszeiten im Verhältnisse zur Temperatursteigerung stehen, und dürfte es sich daher empfehlen, die freien Volumina des Regenerators entsprechend zu ändern. Nehmen wir demnach die Aufenthaltszeit für Luft = 15 Sekunden, jene für Gas = 13 Sekunden, so werden die Regeneratoren folgende Dimensionen erhalten müssen:

| | Gas | Luft |
|---|---|---|
| Freie Volumina . . . . . . . | 7,6 cbm | 48,0 cbm |
| Volumen der Gitterwerksziegel . | 6,0 „ | 34,6 „ |
| Regenerator-(Kammer-)Volumen . | 13,6 „ | 82,6 „ |

Die Verbrennungsprodukte werden im Verhältnisse der Volumina der unausgelegten Gas- und Luftkammer, bzw. der Querschnitte der Verbindungskanäle, aus dem Sohlkanale in die Regeneratoren abgezogen. Daher wird auch die Wärme in nahezu dem gleichen Verhältnisse an die Gitter abgegeben werden, was bei Dimensionierung der Verbindungskanäle zwischen Sohlkanal und Regeneratorkammern zu berücksichtigen ist. Wenn die Gesamtwärmemenge, welche die Verbrennungsgase in die Regeneratoren abgeben, wie früher berechnet: 1 142 260 Kalorien beträgt, so werden in dem Gasregenerator $\frac{7,6}{55,6} \cdot 1\,142\,260 = 155\,347 \sim 156\,000$ Kalorien, in dem Luftregenerator

$\frac{48,0}{56,6} \cdot 1\,142\,260 = 983\,343 \sim 983\,340$ Kalorien zurückgehalten.

Die 156 000 Kalorien sollen die nach der nächsten Umsteuerung durchströmenden Gase wieder aufnehmen, und wird daher die Temperaturerhöhung der Gase sich stellen auf:

$$156\,000 = 370 \text{ kg} \times 0,802 \times t$$

$$t_{gas} = \frac{156\,000}{296,7} = 526^{\circ} \text{ C.}$$

Die Temperatursteigerung der Luft ergibt sich zu:

$$983\,340 = 1340 \times t$$

$$t_{luft} = \frac{983\,340}{1340} = 734^{\circ} \text{ C.}$$

Die höhere Temperierung der Luft wird nun insofern vorteilhaft sein, als man dadurch der Entzündungstemperatur des Gases möglichst nahe kommt. Man erkennt aus vorstehendem jedoch, daß die Verbrennungsprodukte nicht ausreichen, um die beiden Medien auf die bei Berechnung der Regeneratoren angenommene Temperatur von 800 bis 900° C zu erwärmen. Wir haben uns daher noch die Frage vorzulegen, wie hoch könnte die Luft erwärmt werden, wenn auf die Gaserwärmung ganz verzichtet wird. Man erhält dann

$$T_{Luft} = \frac{1\,142\,260}{1340} = 852^{\circ} \text{ C,}$$

das wäre günstiger!

Mit Berücksichtigung der Wärmeverluste, die eintreten können, wird es sich demzufolge vielleicht empfehlen, im vorliegenden Falle von der Erwärmung des Gases ganz abzusehen und nur Regeneratoren für Luft anzulegen, welche naturgemäß entsprechend größer ausgeführt sein müßten. Da oben jedoch eine ziemlich große Aufenthaltszeit in den Luftregeneratoren angenommen wurde, so dürfte de facto die berechnete Größe der Kammern wohl nahezu zu diesem Zwecke, d. h. zur Erwärmung der Luft allein, ausreichen, und sollte wirklich eine Vergrößerung erforderlich sein, so kann sie nie sehr umfangreich werden.

---

Im folgenden soll der Einfachheit halber stets angenommen werden, daß Luft- und Gasregeneratoren vorhanden sind.

---

Im Anschluß daran wären die Durchmesser für die Gas- und Windleitungen zu den Koksöfen zu berechnen.

Die Gase treten nach Jičinsky bereits auf 13° C abgekühlt in den Gasometer und von da in den Ofen. Da diese Temperaturen nach der Tagestemperatur wechseln, sei die Temperatur der Gase sowie nachträglich auch jene der Verbrennungsluft mit 0° C in Rechnung gesetzt.

Pro Sekunde ziehen jeder Ofenbatterie 0,233 cbm Gas zu. Den vier Ofengruppen (zusammen 100 Öfen) werden demnach $4 \times 0{,}233 = 0{,}932$ cbm Gas pro Sekunde zugeführt werden müssen.

Wird die Geschwindigkeit der Gase, da diese dem Ofen mit Druck zuströmen, mit 6 m angenommen, so wird der Querschnitt der Rohrleitung 0,155 cbm betragen müssen. Der Durchmesser wird zu 450 mm zu wählen sein; er soll für alle Gasdruckleitungen beibehalten werden.

Die Luft wird von einem Ventilator[1]) geliefert und sei angenommen, daß der Wind mit 20 cm Wassersäule Spannung

---

[1]) Auch die Gase treten mit dem Drucke, der im Gasometer vorherrscht, ein.

aus dem Ventilator austrete, somit 1 cbm Luft 1,31 kg wiege. Pro Sekunde treten 1,21 cbm Luft von 0° C und 760 mm Wassersäule auf, daher $\frac{1,21 \times 1,293}{1,31} = 1,19$ cbm der höheren Spannung.

Die Luftmenge in der Minute stellt sich demnach auf: $1,19 \times 60 = 71,4$ cbm pro Ofenbatterie und $71,4 \times 4 = 285,6$ cbm für die ganze Ofenanlage.

Exhaustoren, welche pro Minute 300 cbm leisten, haben laut Fabrikskatalog eine Rohrleitung von 240 mm Weite. Wenn daher der Rohrdurchmesser zu 250 mm gewählt wird, so wird das erforderliche Luftquantum leicht durch diese Windleitung gepreßt werden können.

## Berechnung der Kanäle des Ofens.

Bei der Berechnung der Kanäle des Ofens wird man die Pressung, unter welcher Gas und Luft eintreten, vernachlässigen.

| | | |
|---|---|---|
| Gasmenge pro Sek. und | Ofengruppe (bei 0° Temperatur) | 0,233 cbm |
| „ „ „ „ | Ofen rund . . . . . . . | 0,010 „ |
| Wind „ „ „ | Ofengruppe (bei 0° Temperatur) | 1,31 „ |
| „ „ „ „ | Ofen rund . . . . . . . | 0,052 „ |

Die Temperatur der aus den Regeneratoren austretenden Gase ist gleich 550° C[1]), die der Luft ist gleich 750° C.

Bei Verbrennung der kalten Gase in kalter Luft werden ∾ 2760° C entwickelt, und wie früher berechnet, würden bei Anwendung von Regeneratoren ∾ 3440° C erreicht werden können. Es werden so viele Gase eingeführt, daß folgende Temperaturen an den verschiedenen Stellen der Kanäle erhalten bleiben:

| | |
|---|---|
| im Sohlkanal | 1200 bis 1400° C, |
| in den Vertikalkanälen | 1100 bis 1200° C. |

Das Volumen von Gas und Luft ändert sich demnach:

| | |
|---|---|
| Gasmenge pro Sek. beim Eintritt in den Sohlkanal | 0,030 cbm |
| Luftmenge „ „ „ „ „ „ „ | 0,195 „ |

Die Geschwindigkeit in dem Verbindungsstück des Regene-

1) Die gefundenen Zahlen sind nach oben abgerundet.

rators mit dem Sohlkanale wäre = 2 m pro Sekunde, und müssen daher die Kanäle folgende Dimensionen erhalten:

$$\text{Gasschlitze } \frac{0,03}{2} = 0,015 \text{ qm},$$

$$\text{zwei Luftschlitze (zusammen) } \frac{0,1950}{2} = 0,098 \text{ qm},$$

$$\text{ein einzelner Luftschlitz} = 0,049 \text{ qm}.$$

Das Gas soll zwischen zwei Luftsträngen in den Sohlkanal eintreten.

Wenn die Länge der Schlitze gleich ist und 200 mm = 0,20 m beträgt, so werden die Breitendimensionen dieser Kanäle sein:

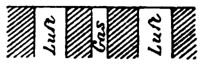


Fig. 25.

Gasschlitz 0,015 : 0,20 = 0,075 m
Luftschlitz 0,049 : 0,20 = 0,045 „.

Im Sohlkanal verbrennt das Gas, wobei sich eine Temperatur von 1400° C entwickelt. Die Geschwindigkeit im Sohlkanal und in den 16 Vertikalkanälen der Zwischenwände betrage 1 m.

Dann ergeben sich die Dimensionen dieser Kanäle wie folgt:

Die Verbrennungsprodukte, welche im Sohlkanale pro Sekunde entwickelt werden, nehmen einen Raum von 1,383 cbm[1]) bei 0° Temperatur und Ofengruppe ein und expandieren bei 1400° C auf 7,1 cbm, demnach sind pro Ofen 0,284 cbm zu berücksichtigen.

Bei einer Geschwindigkeit von 1 m wird daher die Fläche des Sohlkanales mit 0,284 qm angenommen werden müssen.

Die Breite des Sohlkanales ist gleich der Ofenbreite $\frac{0,6+0,7}{2} = 0,65$ m, somit die Höhe des Sohlkanales = 0,44 m.

---

[1]) 100 kg Gase ergeben

| | | |
|---|---|---|
| 211,3 kg | $CO_2$ | = 107,5 cbm |
| 243,0 „ | $H_2O$ | = 303,5 „ |
| 1176,0 „ | $N_2$ | = 935,0 „ |
| 1630,3 kg | Summe | 1346,0 cbm. |

370 kg Gas werden 3,7 × 1346 = 4980 cbm Verbrennungsprodukte liefern. Da dieses Quantum einer Stunde entspricht, werden pro Sekunde $\frac{4980}{60 \cdot 60} = 1,383$ cbm in Rechnung zu stellen sein.

Der Kühlkanal unter dem Sohlkanale werde ebenso breit und 0,3 m hoch gemacht. Die Vertikalkanäle, deren es 16 auf jeder Seite gibt, führen die Verbrennungsprodukte mit einer Temperatur von 1200° C weiter. Die Gesamtfläche dieser 16 Kanäle berechnet sich mit 0,20 qm, die Fläche eines Vertikalkanales demnach mit $\frac{0,20}{16} = 0,0125$ qm.

Der Sammelkanal über den Vertikalkanälen wird verhältnismäßig kleiner werden können, weil die Geschwindigkeit in demselben mit ca. 5 m angenommen werden darf. Die Querschnittsfläche für diesen Kanal wird demnach = 0,04 qm.

Die Mittelentfernung zweier Öfen wird gleich = 1090 mm.

Die Wandstärke des Ofenkernes = 140 mm. Die Breite der Vertikalkanäle daher = 190 mm.

Die Seitenlängen der vorberechneten zwei Querschnittsflächen werden somit sein:

für die Vertikalkanäle 160 × 80 mm
„ den Sammelkanal 160 × 250 „

Die Praxis lehrte, daß von den entwickelten Gasen 10% als Verluste abzurechnen sind, 64% zum Koksofenbetrieb verwendet werden und 26% für beliebige Zwecke zur Verfügung stehen. Man könnte daher die berechneten Zahlen nach dem Verhältnisse 64 : 100 herabsetzen. Es dürfte sich jedoch empfehlen, die Dimensionen, welche die Rechnung ergab, der Konstruktion zugrunde zu legen, und die Vertikalkanäle in den Zwischenwänden des Ofens derart auszuführen, daß die breitere Seite des Querschnittes dem Ofen zugekehrt ist. Will man die Entfernung der Ofenmittel kleiner haben, so tut man dagegen gut, die berechneten Dimensionen zu modifizieren.

Die Länge eines Koksofens ist vorteilhaft gleich 9 m. Die halbe Länge wird daher 4,5 m sein. Die Mittelmauer in der Kanalisation sei 200 mm stark, der erste Vertikalkanal stehe von der äußeren Ofenwand 500 mm ab, somit werden die 16 aufsteigenden Kanäle auf eine Länge von $4,5 - (0,10 + 0,5) = 3,90$ m verteilt sein.

Die Vertikalkanäle wären in den Seiten 120 × 100 mm

auszuführen, dann würden die Mauern zwischen den vertikalen Kanälen

$$\frac{3{,}9 - (16 \times 0{,}12)}{15} = 132 \text{ mm sein.}$$

Diese Dimension sei mit 115 mm (1/2 engl. Stein) festgesetzt und auch die Wandstärken im Ofeninnern mit 115 mm angenommen, so zwar, daß die Entfernung der Ofenmittel werden wird: $650 + 100 + (2 \times 115) = 980$ mm gegen 1090 mm, wie ursprünglich angenommen.

Die Länge einer Ofenbatterie wird demnach sein: $(0{,}98 \times 24) + 0{,}65 + (2 \times 1{,}8) = 27{,}77$ m rund 28,00 m.

Berechnung der Dimensionen des Essenkanales.

Die zum Schornstein ziehenden Verbrennungsprodukte besitzen eine Temperatur von 320° C.

Die Gasmenge pro Ofengruppe ist = 1,4 cbm in der Sekunde.

Dieses Volumen wird bei genannter Temperatur sein:

$$1{,}4 \times 2{,}18 = 3{,}052 \text{ cbm.}$$

Die Geschwindigkeit im Essenkanale sei = 3 m.

Die Fläche des Essenkanals demnach = 1,0 qm, wenn wir die Höhe = 1,2 m und die Breite = 0,84 m wählen.

Je zwei Ofengruppen sollen eine Esse gemeinsam haben; die Dimensionen dieser Esse sollen sein:

| | | |
|---|---|---|
| Durchmesser unten . . . | 3,06 m | im Mittel = 2,51 m |
| „ am Kopfe . . | 1,96 „ | |
| Höhe des Kamines . . . | 40,0 „ . | |

Die Geschwindigkeit, mit welcher die Verbrennungsprodukte abgeführt werden, bestimmt sich folgendermaßen. Es sei:

$p_1$ das Gewicht der Gassäule im Inneren des Kamines.

p das Gewicht der Luftsäule außen.

Das Volumen der Luftsäule sei gleich $4{,}91 \times 40 = 196{,}4$ cbm.

Die Dichte der Luft bei durchschnittlich 260° C = 0,66.

Die Dichte der Essengase ist von jener der Luft nicht viel verschieden, nämlich:

$$\delta = \frac{1{,}293}{1 + \alpha t} = \frac{1{,}293}{1{,}955} = 0{,}66.$$

$p_1 = 196{,}4 \times 0{,}66 = 129{,}6 \backsim 130{,}0$ kg
$p = 196{,}4 \times 1{,}293 = 253{,}95 \backsim 255{,}0$ „
$p - p_1 = 124{,}33 \sim 125{,}0$ kg.

$$h = \frac{1{,}25}{1{,}293 \times 4{,}91} = \frac{125}{6{,}35} = 19{,}7 \text{ m.}$$

$$v = \sqrt{2\,g \cdot h} = \sqrt{19{,}62 \times 19{,}7} = 19{,}7 \text{ m.}$$

Da die wirkliche Geschwindigkeit selten größer ist als ein Drittel der berechneten, kann $v = \frac{19{,}7}{3} = 6{,}5 \backsim 6{,}0$ m gesetzt werden und der Zug der Esse $= 4{,}91 \times 6{,}0 = 29{,}46$ m.

Der Gasometer soll einen Durchmesser von 12 m erhalten.

Zur Kühlung des Sohlkanales sind an beiden Seiten kleine Schornsteine von etwa 10 m Höhe vorgesehen, welche die Luft mit Tagestemperatur anziehen und mit ca. 150° C abführen.

### Wasserbedarf der Anlage.

Pro Ofen benötigt man täglich . . . . . 5 cbm Wasser,
pro Ofengruppe „ $5 \times 25 = 125$ „ „
für die Gesamtanlage somit täglich $4 \times 125 = 500$ „ „ .

Die Pumpenanlage soll wie üblich wenigstens das Doppelte, also 1000 cbm Wasser in 24 Stunden zu liefern imstande sein.

### Dimensionen der Gaskühler und Gaswascher.

Für 100 cbm Gas, die täglich entwickelt werden, müssen
die Gaswascher 2,6 qm und die
„ Gaskühler 2,5 „
Fläche erhalten.

Die gesamte in 24 Stunden erzeugte Gasmenge der ganzen Anlage ist dem Volumen nach, da in dieser Zeit 3000 q Steinkohle chargiert werden und 100 kg Kohle 30 cbm Gas entwickeln = 90 000 cbm Gas, weshalb
die Gaswascher $900 \times 2{,}6 = 2340$ qm und
die Gaskühler $900 \times 2{,}5 = 2250$ „
Fläche erhalten müssen.

---

Es wäre nun noch von Interesse, zu ermitteln, wieviel $(NH_4)_2SO_4$ diese Anlage jährlich produzieren könnte, und

welcher Gewinn sich im Jahre eventuell durch Anlage einer Kondensation ergäbe.

Aus 100 kg Kohle können 0,4 kg $NH_3$ gewonnen werden. Bei einem Tagesbedarf von 3000 q Kohle ergäbe dies in 24 Stunden:

$$3000 \times 0{,}4 = 1200 \text{ kg } NH_3$$
$$\text{oder } 9320 \text{ „ } (NH_4)_2SO_4.$$

Der Sicherheit wegen werde angenommen, daß nur 0,20 kg $NH_3$ tatsächlich gewonnen werden, so daß die Tagesproduktion an Ammoniumsulfat nur $\frac{9320 \times 20}{40} = 4660$ kg betragen wird.

Die Jahresproduktion der ganzen Anlage stellt sich demnach auf $46{,}6 \times 360 = 16776 \sim 16800$ q.

An Teer werden pro 100 kg Kohle 2,2 kg erzeugt. In 24 Stunden würden demnach 66 q Teer oder im Verlaufe eines Jahres bei 359 Arbeitstagen 23700 q Teer gewonnen werden[1]).

---

[1]) Wie einem Vortrage G. Hilgenstocks „Über neuere Koksöfen mit Gewinnung der Nebenerzeugnisse", welcher in den Verhandlungen des Naturhistorischen Vereins der preuß. Rheinlande, Westfalens und des Regierungsbezirkes Osnabrück (53. Jahrg. 1896) sich findet, zu entnehmen ist, sind es ca. 46 Jahre, daß die ersten Versuche gemacht wurden, die wertvollen Bestandteile, Teer und Ammoniak, bei der Verkokung der Steinkohlen abzusondern und zu gewinnen.

Hilgenstock gibt gleichzeitig einige Zahlen, welche, obgleich heute nicht mehr ganz zutreffend, hier doch mitgeteilt werden sollen, weil sie die Bedeutung der Gewinnung der Nebenprodukte klarlegen. Allerdings wird durch Anführung dieser Zahlen die Grenze des Buches etwas überschritten, aber sie sind doch so wertvoll, daß das wohl zugelassen werden sollte; sie zeigen nämlich, daß man der Gewinnung der Nebenerzeugnisse der Koksanstalten eine noch größere Aufmerksamkeit als bisher schenken sollte.

Im rheinisch-westfälischen Industriebezirk wurden im Jahre 1896 etwa 6 Millionen Tonnen Koks erzeugt. Hierzu waren erforderlich 8 Millionen Tonnen Kohlen. Rechnet man rund 1% schwefelsaures Ammoniak als durchschnittlich gewinnbar, so würden jährlich 80000 Tonnen schwefelsaures Ammoniak gewonnen werden können.

„Bei dem sehr mäßigen Preise von 1 Mark für 1 kg N, d. i. bei 20% Stickstoff im schwefelsauren Ammoniak 200 Mark für die Tonne dieses Salzes, würde in der gewinnbaren Menge von jährlich 80000 Tonnen ein

Von denen, die sich mit der Ausgestaltung des Koksofenregenerativsystems am eingehendsten beschäftigt haben, ist besonders Dr. Otto in Dahlhausen zu nennen. Dieser hat insbesondere die Frage zu beantworten gesucht, ob das Regenerativsystem bei Koksöfen beizubehalten sei.

Ein Grundsatz für die Anlage von Koksöfen mit Gewinnung der Nebenprodukte ist der, daß die Kanäle möglichst kurz und einfach anzulegen sind. Dr. Otto kam nach seinen verschiedenen Versuchen zu folgenden Schlüssen:[1])

1. Koksofengas, möglichst rein erhalten, liefert bei Verbrennung mit gewöhnlicher Luft Temperaturen, die höher sind, als zur Verkokung erforderlich ist; man muß nur für nicht zu frühzeitigen Abfluß der Wärmemengen sorgen (d. h. man muß geringe Geschwindigkeiten in den Ofenkanälen anwenden.

2. Es ist erwünscht, die Umschaltung und den zweiten Abzugskanal entbehren zu können. In derselben Quelle findet sich dann aber noch folgender Satz: „Um aber das Koksofen-

---

Wert von:

$$80000 \times 200 = 16 \text{ Millionen Mark}$$

allein an schwefelsaurem Ammoniak dem Landesvermögen zuwachsen."

Hilgenstock bemerkt, daß die Landwirtschaft die fast alleinige oder doch bei weitem größte Abnehmerin für schwefelsaures Ammoniak ist.

„Der Bedarf der deutschen Landwirtschaft an Stickstoff in künstlichen Düngemitteln wird sich (1896!) auf etwa 60000 Tonnen jährlich belaufen. Der Kohlenbergbau könnte davon stellen

| | |
|---|---|
| im rheinisch-westfälischen Industriebezirke | 16000 Tonnen |
| „ übrigen Deutschland | 8000 „ |
| | Summe 24000 Tonnen, |

d. i. zwei Fünftel des ganzen Bedarfes, wenn bei sämtlichen Verkokungen das Ammoniak gewonnen würde."

Deutschland benötigt gegenwärtig (1896!) noch jährlich ca. 50 Millionen Mark für Chilisalpeter. Wenn man sich diese Zahlen vor Augen hält, so wird man der Gewinnung der Nebenprodukte bei der Verkokung unbedingt noch mehr Aufmerksamkeit zuwenden als bisher.

Da es nun weiter gelungen ist, billigen Indigo auf künstlichem Wege aus Steinkohlenteer herzustellen, so ist damit für die Nebenerzeugnisse des Koksofens ein weiterer Industriezweig eröffnet.

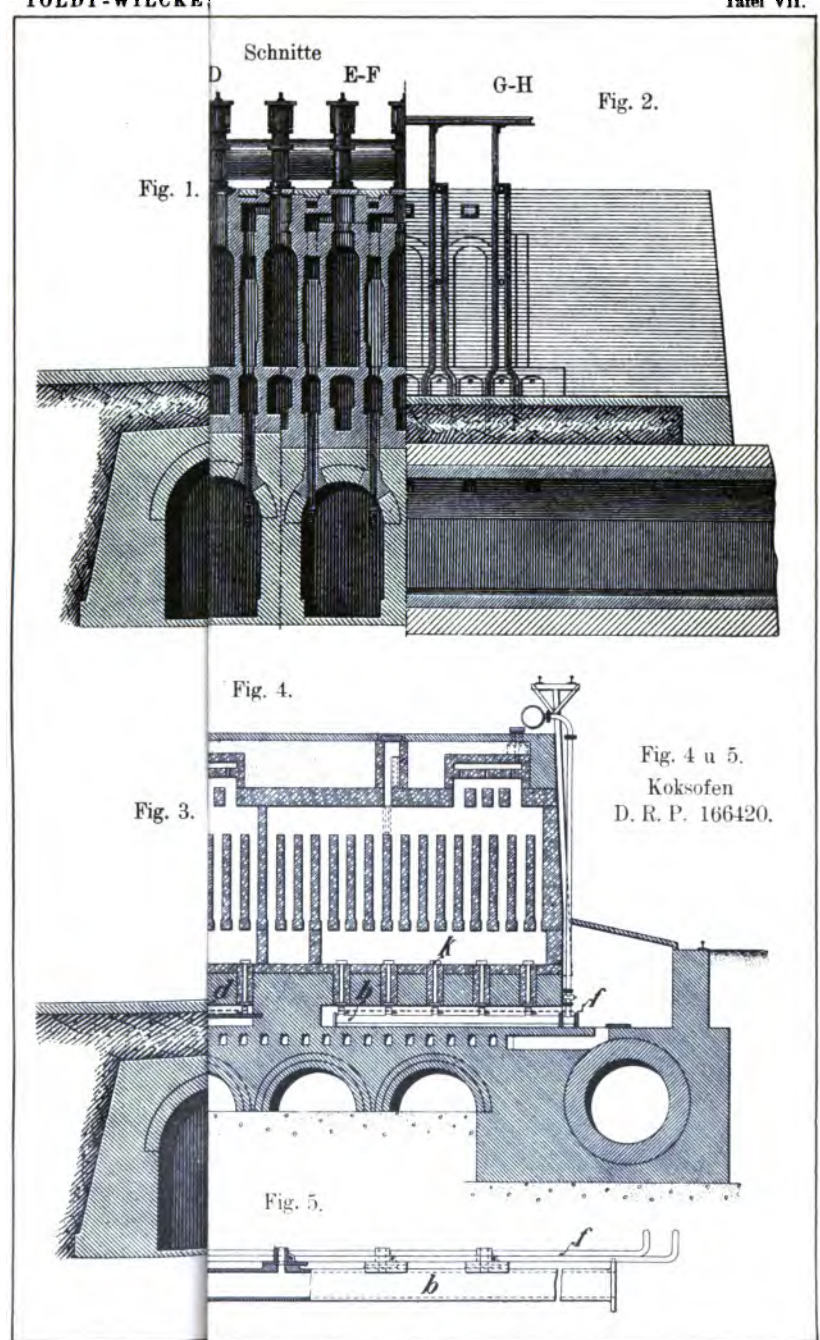
[1]) Gustav Hilgenstocks erweiterter Vortrag „Über neuere Koksöfen usw."

gas möglichst rein zu erhalten, muß der Weg der Heizgase ein möglichst kurzer sein. Der Weg ist aber dann der kürzeste, wenn die Bildung der Heizgase und die Gasverbrennung auf der ganzen Ofenlänge erfolgt." Damit wäre sozusagen dem Regenerativsystem für den beregten Zweck das Todesurteil gesprochen!

Dr. C. Otto & Co. in Dahlhausen a. d. Ruhr nahmen im Jahre 1895 ein Patent (Nr. 88200) auf einen liegenden Koksofen, bei dem das Heizgas unterhalb des Ofens mittels eines in Kanälen des Fundamentmauerwerks zugänglich angeordneten Leitungsnetzes auf die Heizkanäle verteilt wird. Die Zeichnungen Tafel VII, Fig. 1÷3 stellen diesen Ofen so klar dar, daß es überflüssig ist, darauf noch näher einzugehen; von diesem Ofentyp waren Ende 1897 bereits über 400 Öfen in Betrieb. 60 solche Öfen erzeugen monatlich: 7500 Tonnen Koks, 300 Tonnen Teer, 100 Tonnen schwefelsaures Ammoniak und 30 Tonnen Benzol.

Im Hinblick auf die große Wichtigkeit, die man dem Koksofen in der Praxis zuzumessen hat, und weiter, um zu zeigen, daß sich in der Tat die Verbesserungsversuche in der oben normierten Richtung beregen, sind auf Tafel III in Fig. 3 u. 4, VI, Fig. 1÷4 u. VII, Fig. 4 u. 5 noch einige typische Ofenkonstruktionen neuesten Ursprunges gegeben. Alle diese Typen dürfen einen gewissen praktischen Wert für sich in Anspruch nehmen; so vor allem der liegende Koksofen von Dury et Piette in Saint-Gilles bei Brüssel, der in Deutschland unter Nr. 166720 patentiert ist (Fig. 4 u. 5, Taf. VII).

Der Ofen hat senkrechte Heizzüge (vgl. dazu Ofen Taf. VII Fig. 1÷3) und unter diesen im Mauerwerk liegende, mit Düsen ausgestattete Leitungen zur Gasverteilung. Die Austrittsöffnungen *h* der Gasverteilungsleitungen *b*, oder die Düsen *d* sind mit von außen einstellbaren Schiebern, Hähnen oder sonstigen Regulierungsapparaten versehen. Eine oder gleichzeitig auch mehrere der Düsen werden von einer Steuerstange *f* bedient, welche je nach der Anordnung, beispielsweise auf einer Skala außerhalb des Ofens, die jeweilige Stellung der Düse erkennen läßt.


Schnitte
D
E-F
G-H
Fig. 2.
Fig. 1.
Fig. 4.
Fig. 4 u 5.
Koksofen
D. R. P. 166420.
Fig. 3.
k
d
b
f
Fig. 5.
f
b

Thaddeus Sobieski Constantine Lowe in Los Angeles baut einen sogenannten Bienenkorbofen mit Gewinnung der Nebenprodukte, der unter Nr. 166718 patentiert ist. Bei diesem Ofen wird das Gas oberhalb der Kohlenschicht abgezogen, und die Verkokungstemperatur durch Verbrennen von Ofengasen im Ofendome mit Hilfe von oberhalb der Kohlen eingeführter Luft erhalten. Bei ein und derselben Ofenfüllung werden die entstehenden Gase abwechselnd zur Erhitzung des Ofengewölbes verbrannt und, nach Abstellen der Verbrennungsluft durch Rückstrahlung des erhitzten Ofengewölbes weiter entwickelt und sodann unverbrannt abgeführt.

Eventuell soll der Ofen in den Anheizperioden auch über die zur Gewinnung von Koks erforderliche Temperatur hinaus erhitzt und in den Perioden der Gaserzeugung Wasserdampf eingeleitet werden, welcher sich mit den Ofengasen dann umsetzt.

Lowe will solche Öfen auch in der aus Fig. 3 u. 4 Taf. III ersichtlichen Art zur Batterie zusammenstellen. Die einzelnen Öfen (Kammern) $g$ sollen dann im oberen Teile miteinander verbunden werden. Die Verbindungskanäle $k$ in den Trennungswänden zwischen den Öfen untereinander wie zwischen dem ersten bezüglich letzten Ofen und den vorgelagerten Wärmespeichern sollen versetzt zu den Verbindungskanälen der gegenüberliegenden Wand resp. Wände liegen, so daß jeder Kanal gegen einen vollen Wandteil führt. Endlich soll die mit beiderseits den Endkammern vorgelagerten Überhitzungs- und Fixierkammern ausgerüstete Batterie noch vor jeder der beiden Überhitzungskammern mit einem Dampferzeuger $hh_1$ versehen werden. Dieser soll von den Verbrennungsgasen und nach Umkehrung des Zuges von der Verbrennungsluft vor deren Eintritt in den Überhitzer durchzogen werden. Zwischen den Dampferzeugern und den Überhitzungskammern sind die Abzugsrohre $mm_1$ für die fixierten Gase abgezweigt.

Um die Ausbeute an Cyan und Ammoniak für sich oder in Vermischung mit Erz oder Gichtstaub in Koksöfen zu erhöhen, setzt Gustav Reiniger in Westend bei Berlin dem Brennstoffe Kalziumkarbid zu, welches mit wasserfreiem Teer oder anderen wasserfreien organischen Binde-

mitteln versetzt ist, zu. Ebenso leitet er während des Erhitzens Stickstoff oder hochstickstoffhaltige Gasgemische durch die Beschickung des Ofens.

Aus Teer, Petroleum und anderen flüssigen Brennstoffen gewinnt ein Österreicher Franz, Ritter von Dahmen in Wien Koks, indem er den Teer usw. in die Verkokungsretorten siedend heiß einbringt. Dies geschieht durch Zerstäuben des heißen Teers oder durch Zuführen des mit verbrennbaren Füllstoffen versetzten Teers in Breiform. Die Retorten werden schon bei der Einführung des heißen Teers usw. oder des Gemisches und auch während der ganzen Verkokungszeit in Weißglut erhalten.

Vielversprechend erscheint schließlich auch der neue von Wilhelm Klönne in Rath bei Düsseldorf eingeführte liegende Ofentyp mit Zugwechsel und Wärmespeichern für die Verbrennungsluft. Der Ofen kennzeichnet sich dadurch, daß zur Erzielung einer selbständigen Beheizung mit Zugumkehr für beide durch einen Quersteg getrennte Längshälften der Heizwände Gaszuführungskanalstücke angeordnet sind. Unter jeder Kammersohle sind je zwei parallele Längskanäle vorhanden, um die Heißluft abwechselnd zu- und abzuführen. Die Gaszuführungskanalstücke werden abwechselnd in Benutzung genommen und sind unter jeder der Heizwandflächen hintereinander angeordnet. Ebenso steht nach P. 181100 jede Hälfte des Sohlkanales mit einem besonderen einkammerigen Wärmespeicher in Verbindung.

Daneben hat nun beispielsweise Koppers in Essen einen selbsttätigen Zugwechsel für Regenerativkoksöfen konstruiert, bei dem die Gasleitung vor dem Wechseln abgestellt wird und die Luft- und Rauchschieber gemeinsamen Antrieb besitzen u. a. m.

Alle diese Neuerungen laufen, wie schon oben gesagt, darauf hinaus, die Konstruktion des Koksofens zu vervollkommnen, um so seinen wirtschaftlichen Wert immer mehr zu erhöhen.

Dahin gehört am Ende auch die von C. Otto & Co. G. m. b. H. in Dahlhausen a. d. Ruhr an ihrer be-

währten Ofentype vorgenommene Änderung nach Patent 165559. Die dadurch entstandene und auf Taf. 6 in Fig. 4 skizzenhaft wiedergegebene liegende Ofentype kennzeichnet sich dadurch, daß die Seitenwände der Kammern von zwischen die Widerlager an der Ofensohle und der Ofendecke gespannten Gewölben gebildet werden. Dabei können die gewölbten Seitenwände benachbarter Kammern, welche zusammen eine Heizwand bilden und die Heizzüge zwischen sich einschließen, mit ihren Scheiteln aneinander zugekehrt oder voneinander abgekehrt sein.

---

Obenstehende Zahlen sollen dazu benutzt werden, um zu eruieren, welche Mengen Nebenprodukte bei einem Martinofen gewonnen werden würden, wenn die Gase der Entgasung, welche naturgemäß unter Luftabschluß stattfinden müßte, eine Kondensationsanlage passieren würden.

Ein Martinofen mit 20 t Ausbringen pro Charge benötigt, wenn täglich nur zwei Chargen gemacht werden und pro Charge nur 7,0 t Kohle aufgehen, 14 t Kohle. Das Ausbringen an Koks bei Verwendung derselben Kohle wie oben wäre 10,5 t. In einem Monate würden 315 t Koks fallen, und käme dies gleich einer Nebenproduktenerzeugung von 125 q Teer, 42 q schwefelsaurem Ammon und 12,5 q Benzol. Zu berücksichtigen ist jedoch dabei, daß, um diese Mengen zu erhalten, ein Teil der Gase der trockenen Destillation aufgebraucht wird bezw. verloren geht, und zwar werden nur 26 % der Gasausbeute für den Martinofen disponibel sein. Da man nur 76 % Kohle als Koks zur Vergasung bringt, wird der Kohlenaufwand noch um ca. $24 - \frac{24}{4} = 18\,\%$ steigen und somit um 6,3 kg, rund 6,0 kg, pro 100 kg Stahl größer werden, d. h. man würde täglich ca. 1,2 t oder im Monat ca. 36 t mehr Kohle für den Martinofen verbrauchen.

Es handelt sich jetzt noch darum, festzustellen, ob dieser Mehrverbrauch an Kohle durch den für die Nebenprodukte zu erzielenden Ertrag gedeckt werden würde. Der monatliche

Kohlenverbrauch beträgt 456 t. An Nebenprodukten wird man, wenn 76% an Koks auszubringen sind, demnach die erzeugte Koksmenge 347 t erreicht, gewinnen: 138 q Teer, 46 q schwefelsaures Ammon, (12 q Ammoniak) und 13,8 q Benzol. Rechnet man jetzt den Verkaufswert des Teers, schwefelsauren Ammons (auf Ammoniak umgerechnet) und des Benzols, so könnte es sich unter Umständen rentieren, die Kohle zuerst zu verkoken, dabei die Nebenprodukte zu gewinnen und den Koks zu vergasen. In diesem Falle wäre es auch möglich, den Koks mit jener Temperatur, welche dem Generatorbetriebe entspricht, warm in den Generator einzutragen. Der Koks wird mit einer weit höheren Temperatur aus dem Verkokungsofen kommen. — Diese Temperaturdifferenz, bezw. die ihr entsprechende Wärme, wäre zum Vorwärmen der Primärluft der Generatoren zu verwenden und könnte derart zum größten Teile wieder zurückgewonnen werden.

Bei einer Zentralgeneratorenanlage und mehreren Regenerativöfen, wie solche auf größeren Werken sich finden, wäre eine Gaserzeugung der oben beschriebenen Art unter Gewinnung der Nebenprodukte wohl durchführbar und auch ökonomisch. Gegenwärtig herrscht allerdings noch immer die wohlbegründete Ansicht vor, daß Koks wie überhaupt verkohlte Brennstoffe nur dann der Vergasung zugeführt werden sollen, wenn sie als Nebenerzeugnisse oder als Abfall anderer Verfahren nutzbar zu machen sind. Deshalb findet man auch nur wenig Generatoren, die mit verkohlten Brennstoffen begichtet werden, und liegen aus demselben Grunde auch nur wenige Analysen vor. Auf einem französischen Eisenwerk angestellte Versuche ergaben ein kohlensäurearmes, an Kohlenoxyd reiches Gas (Ebelmen): $CO = 33{,}8$ Gewichtsprozent, $CO_2 = 1{,}3$ Gewichtsprozent, $N_2 = 64{,}8$ Gewichtsprozent und $H_2 = 0{,}1$ Gewichtsprozent aus mit Koks betriebenen Generatoren stammend.

Die Generatoren sollten hohe Schachtgeneratoren sein; auch wäre es erforderlich, sie mit stark gepreßtem Unterwind arbeiten zu lassen, um eine hohe Temperatur im Gaserzeuger

zu erhalten und damit ein an $CO_2$ armes Gas zu erzeugen. Durch das Gichten von warmem Brennstoff wird die höhere Temperatur beim Generatorbetrieb noch besser erhalten und darauf auch die Verwendung vorgewärmter Primärluft günstig wirken. Die gewonnenen Gase würden trocken sein, weshalb die Generatoren ohne zwischenliegende Regeneratoren direkt an den Herd des Ofens angeschlossen werden könnten; sie enthalten jedoch keine Kohlenwasserstoffe und ergeben daher ein wohl hitziges, aber kurzflammigeres Gas als Generatoren, die mit Rohkohle betrieben werden. Die Zusammensetzung des Gases würde gleichmäßig sein, das Gas stünde unter Druck, und daher wäre auch ein regelmäßiger Gasofenbetrieb möglich. Da man in diesem Falle nur Luftregeneratoren benötigt und das Gas weniger hitzig als kohlenwasserstoffreiches Gas sein wird, sollte die Sekundärluft des Gasofens höher erwärmt werden, was möglich ist, wenn man größere Luftregeneratoren als bei gewöhnlichen Regenerativöfen anwenden wollte.

Ein Teil des sogenannten „schädlichen" Schwefels wird durch vorherige Verkokung des Brennstoffes beseitigt, und deshalb wird das Generatorgas schwefelärmer sein.

Ein dem Gröbe-Lürmann-Generator ähnlicher Apparat, bei welchem jedoch der Entgasungs- und Vergasungsraum vollkommen voneinander getrennt sind, bei welchem ferner die Entgasung unter Luftabschluß vor sich ginge, würde entsprechen. Tritt während der Entgasung Luft zu, so ändern sich die Verhältnisse.

In der Praxis wurde die Vergasung von Koks wiederholt versucht; doch ist man in den meisten Fällen deshalb wieder davon abgegangen, weil der Koks ein viel zu wertvoller Brennstoff ist, um ihn der Vergasung zuzuführen, und wird man daher nur dort, wo besonders günstige Verhältnisse dafür sprechen, zu der angeführten Ausnutzung des Brennstoffes greifen können.

### b) Berechnung eines basischen Martinofens.

**Vgl. Taf. VIII (Martinofen für 20 T. Einsatz).**

Der Einsatz betrage:

| | | |
|---|---|---|
| 9000 kg | flüssiges Roheisen | 48,5 % |
| 4000 „ | kaltes „ | 21,7 „ |
| 3300 „ | Alteisen | 17,8 „ |
| 1800 „ | Rösterze | 9,8 „ |
| 400 „ | Kalk | 2,2 „ |
| 18500 kg | | 100,0 %. |

In 24 Stunden sollen drei Chargen gemacht werden. Der Kohlenverbrauch pro 100 kg Stahl sei = 40 kg Stückkohle folgender Zusammensetzung:

| | |
|---|---|
| C | = 60,43 % |
| H | = 4,09 „ |
| O | = 18,10 „ |
| N | = 0,70 „ |
| hygroskopisches $H_2O$ | = 10,58 „ |
| Asche | = 6,10 „ |
| verbrauchter S | = 0,40 „ |

Der kalorische Wert der Kohle = 5370 Kalorien.

Die chemische Zusammensetzung der verschiedenen Eisenerzmaterialien und des Fertigproduktes sei:

| | flüssiges Roheisen | festes Roheisen | Alteisen | fertiges Flußeisen |
|---|---|---|---|---|
| Fe | 93,28 | 93,28 | 98,94 | 99,53 |
| C | 3,65 | 3,65 | 0,25 | 0,14 |
| Si | 0,38 | 0,38 | 0,12 | 0,03 |
| Mn | 2,53 | 2,53 | 0,50 | 0,20 |
| S | 0,04 | 0,04 | 0,05 | 0,03 |
| P | 0,12 | 0,12 | 0,14 | 0,07 |
| Eintrag-temperatur | 1300° | 20° | 20° | Abstich-temperatur 1600° |

| | Rösterz | Kalk |
|---|---|---|
| $SiO_2$ | 17,00 % | 2,23 % |
| $Fe_2O_3$ | 68,90 „ | 0,63 „ |
| CaO | 0,80 „ | 53,74 „ |
| MgO | 5,55 „ | 0,50 „ |
| $Mn_3O_4$ | 3,87 „ | — „ |
| $Al_2O_3$ | 2,14 „ | — „ |
| Übertrag: | 98,26 % | 57,10 % |

TOLDT-

3,960

A

(aus

| | Rösterz | Kalk |
|---|---|---|
| Übertrag: | 98,26 % | 57,10 % |
| $SO_3$ | 0,36 „ | — „ |
| $P_2O_5$ | 0,03 „ | — „ |
| $H_2O + CO_2$ | 1,35 „ | $CO_2$ 40,27 „ |
| org. Sub. | | 2,63 „ |
| Summa | 100,00 % | 100,00 % |

Es soll zunächst festgestellt werden, welche Bestandteile des Einsatzes in das Flußeisen bezw. die Schlacke oder in die Gase übergehen; vor allem sei berechnet, wieviel für 100 kg Flußeisen einzusetzen ist, und wie sich dieser Einsatz pro 100 kg Flußeisen auf die einzelnen Materialien verteilt.

Das Ausbringen wäre: ca. 88,5 %, d. h. zur Erzeugung von 100 kg Flußeisen sind 113 kg Einsatz nötig, und wird dieser Einsatz in folgende Materialmengen zerfallen:

| Elemente | 55 kg ♂ flüssig | 24,5 kg ♂ fest | 20 kg Alteisen | 11 kg Rösterze | 2,5 kg Kalkstein | 113 kg Einsatz | 100 kg Flußeisen | In die Schlacke | In die Gase[1] | Abgang |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Fe . . . | 51,25 | 22,80 | 19,90 | — | — | 93,95 | 99,53 | — | — | 5,58 |
| C . . . | 2,02 | 0,95 | 0,05 | — | — | 3,02 | 0,14 | — | 2,88 | — |
| Si . . . | 0,23 | 0,10 | 0,02 | — | — | 0,35 | 0,03 | 0,32 | — | — |
| Mn . . | 1,40 | 0,61 | 0,10 | — | — | 2,11 | 0,20 | 1,91 | — | — |
| S . . . | 0,02 | 0,01 | 0,01 | — | — | 0,04 | 0,03 | — | 0,01 | — |
| P . . . | 0,08 | 0,03 | 0,03 | — | — | 0,14 | 0,07 | 0,07 | — | — |
| $SiO_2$ . . | — | — | — | 1,87 | 0,058 | 1,928 | — | 1,93 | — | — |
| $Fe_2O_3$ . | — | — | — | 7,58 | 0,015 | 7,595 (Fe=5,30) | — | — | — | 0,28 |
| CaO . . | — | — | — | 0,09 | 1,347 | 1,437 | — | 1,44 | — | — |
| MgO . . | — | — | — | 0,61 | 0,015 | 0,625 | — | 0,63 | — | — |
| $Mn_3O_4$ . | — | — | — | 0,43 | — | 0,430 | — | 0,43 | — | — |
| $Al_2O_3$ . | — | — | — | 0,23 | — | 0,230 | — | 0,23 | — | — |
| $SO_3$ . . | — | — | — | 0,04 | — | 0,040 | — | — | 0,04 | — |
| $P_2O_5$ . . | — | — | — | 0,00 | — | 0,000 | — | — | — | — |
| $CO_2$ . . | — | — | — | — | 1,000 | 1,000 | — | — | 1,00 | — |
| $H_2O$ . . | — | — | — | 0,15 | C=0,065 | 0,215 | — | — | 0,22 | — |

[1]) Es wurde angenommen, daß der S zu $SO_2$ verbrennt und in die Gase übertritt, ebenso die $SO_3$ der Erze als $SO_2$ in den Gasen erscheint.

Die Zusammensetzung der Schlacke.

| | | |
|---|---|---|
| $SiO_2$ | 1,93+0,69 (Si = 0,32) | = 2,62 kg |
| CaO | 1,44 | = 1,44 „ |
| MgO | 0,63 | = 0,63 „ |
| $Mn_3O_4$ | 0,43+2,65 (Mn = 1,91) | = 3,08 „ |
| $Al_2O_3$ | 0,23 | = 0,23 „ |
| $P_2O_5$ | 0,0 +0,16 (P = 0,07) | = 0,16 „ |
| | | 8,16 kg. |
| | (a. d. Eisen) | (a. d. Erz u. Kalkstein) |

In 113 kg Einsatz finden sich 93,95 + 5,30 kg Fe, zus. 99,25 kg. Im Flußeisen sind enthalten 99,53 kg.

Der Abgang ist daher = 99,53 — 99,25 = 0,28 kg Fe.

Außerdem soll aber die Schlacke ca. 12 % FeO führen, und muß deshalb der Einsatz für 100 kg Flußeisen höher als angegeben sein.

Um den Abgang des Eisens per 0,28 kg Fe aus dem Einsatze zu gewinnen, müssen wir noch, da in 113 kg Einsatz 99,25 kg Fe enthalten sind, 0,32 kg Einsatz verschmelzen. Die Schlackenmenge wird dadurch um ca. 0,04 kg größer geworden sein und statt 8,16; 8,16 + 0,04 = 8,20 kg betragen. FeO jedoch wird die Schlacke noch immer nicht enthalten.

Würde der ganze Einsatz in die Schlacke übergehen, so ergäbe dies:

| | 113 kg Einsatz | 100 kg Einsatz | 100 kg Schlacke |
|---|---|---|---|
| FeO | 129,50 | 114,57 | 93,10 % |
| $SiO_2$ | 2,67 | 2,36 | 2,30 „ |
| CaO | 1,44 | 1,27 | 1,12 „ |
| MgO | 0,63 | 0,56 | 0,48 „ |
| $Mn_3O_4$ | 3,35 | 2,96 | 2,60 „ |
| $Al_2O_3$ | 0,23 | 0,20 | 0,15 „ |
| $P_2O_5$ | 0,32 | 0,28 | 0,25 „ |
| Summa | 138,14 kg | 122,20 kg | 100 %. |

Die aus 113 kg Einsatz erhaltene Schlackenmenge war gleich 8,2 kg. Es soll jetzt noch so viel Einsatz verschmolzen werden, daß die Schlacke statt 8,2 12 % FeO enthalte.

Wäre die ursprüngliche Schlackenmenge = K, die noch erforderliche Schlackenmenge mit 93 % FeO = N und die erzeugte Schlackenmenge mit 12 % FeO = Z, so muß Z = K + N sein. Demnach: FeO in der noch erforderlichen Schlackenmenge (N) $= \frac{93}{100}$ N.

FeO in der resultierenden Schlackenmenge (Z) $= \frac{12}{100}$ Z.

Diese beiden Gewichtsmengen sind aber gleich groß, da in der Schlackenmenge K kein FeO enthalten ist. Demnach werden:

$$93\ N = 12\ Z.$$

Daraus folgt $Z = \frac{93}{12} N$ und da $Z = K + N$, so ist auch:

$$K + N = \frac{93}{12} N \text{ oder gleich} = 7{,}6\ N.$$

Daraus folgt $K = 6{,}6\ N$ oder $N = \frac{K}{6{,}6} = \frac{8{,}2}{6{,}6} = \sim 1{,}26$ kg.

Die Gesamtschlackenmenge, welche aus dem Einsatze stammt, wird daher 8,2 + 1,26 = 9,46 kg betragen.

In 1,26 kg Schlacke mit 93 % FeO sind 1,17 kg FeO enthalten.

In 9,46 kg Schlacke mit 12 % FeO finden sich 1,14 kg FeO.

Die bis nun gerechnete Schlackenmenge wird folgende gewichtsprozentuale Zusammensetzung zeigen:

| | | | |
|---|---|---|---|
| $SiO_2$ | 2,635 + 0,030 = 2,665 | kg | 28,50 %, |
| $CaO$ | 1,445 + 0,014 = 1,459 | „ | 15,60 „ |
| $MgO$ | 0,633 + 0,006 = 0,639 | „ | 6,75 „ |
| $Mn_3O_4$ | 3,095 + 0,033 = 3,128 | „ | 32,50 „ |
| $Al_2O_3$ | 0,231 + 0,002 = 0,233 | „ | 2,45 „ |
| $P_2O_5$ | 0,161 + 0,003 = 0,164 | „ | 1,85 „ |
| $FeO$ | 1,172 = 1,172 | „ | 12,35 „ |
| | Summa 9,460 | kg | 100,00 %. |

Der Kalkerdegehalt der Schlacke stellt sich auf ca. 40 %.

Aus vorstehender Zusammensetzung geht hervor, daß die der Schlacke zugefügte Kalkmenge zu klein war; es muß also

noch Kalk eingetragen werden, wenn man eine genügend basische Schlacke erhalten will.

Der Kalk enthielt 53,74 % CaO. Um die Schlacke auf 40 % CaO zu bringen, müssen pro 100 kg Schlacke 24,4 kg CaO nachgetragen werden, was ca. 46 kg Kalk gleichkommen dürfte.

Für 9,46 kg Schlacke wird man $0,46 \times 9,46$ kg $= 4,35$ kg Kalk setzen und demnach 13,80 kg Schlacke erhalten.

Oben wurde berechnet, daß 113 kg vollständig verschlackter Einsatz 138,14 kg Schlacke liefern werden. Deshalb werden den 1,26 kg Schlacke 1,03 kg Einsatz entsprechen; da aber außerdem noch 4,34 kg Kalk zugefügt werden müssen, so ergibt sich folgende Einsatzmenge:

| | | |
|---|---|---|
| $113 + 1,03 =$ | 114,03 kg | Einsatz |
| | 4,34 „ | Kalk, |
| Summa | 118,37 kg. | |

Wird der Kalk auf den Einsatz berechnet, so sind für 100 kg Flußeisen folgende Einsatzmaterialien einzutragen, wobei auf die Herabminderung des FeO-Gehaltes in der Schlacke infolge des höheren Kalkzuschlages auf die Art Rücksicht zu nehmen wäre, daß der Rösteinsatz etwas vergrößert und im ganzen mit dem Einsatze auf 119,5 kg gegangen wird.

| | | | |
|---|---|---|---|
| Flüssiges Roheisen | | 55,24 kg | 46,0 % |
| Kaltes „ | | 24,83 „ | 20,8 „ |
| Alteisen | | 20,43 „ | 17,2 „ |
| Rösterz | 12,10 | 11,24 „<br>0,96 „ | 10,2 „ |
| Kalk | 6,86 | 2,52 „<br>4,34 „ | 5,8 „ |
| | | 119,56 kg | 100,0 %. |

Diese Einsatzmengen sind, soweit erforderlich, wieder nach den chemischen Analysen der verschiedenen Materialien zu zerlegen, wodurch man folgende Tabelle erhält:

| Elemente | 55,24 kg flüssiges Roheisen | 24,83 kg kaltes Roheisen | 20,43 kg Alteisen | 12,10 kg Rösterz | 6,86 kg Kalk | 119,50 kg Einsatz | 100 kg Flußeisen | In die Schlacke | In die Gase |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Fe . . | 51,52 | 23,18 | 20,21 | — | — | 94,91 | 94,91 | — | — |
| C . . | 2,03 | 0,90 | 0,05 | — | — | 2,98 | 0,14 | — | 2,84 |
| Si . . | 0,21 | 0,09 | 0,02 | — | — | 0,32 | 0,03 | 0,29 | — |
| Mn . | 1,40 | 0,62 | 0,11 | — | — | 2,13 | 0,20 | 1,93 | — |
| S . . | 0,02 | 0,01 | 0,01 | — | — | 0,04 | 0,03 | — | 0,01 |
| P . . | 0,06 | 0,03 | 0,03 | — | — | 0,12 | 0,07 | 0,05 | — |
| $SiO_2$ . | — | — | — | 2,07 | 0,16 | — | — | 2,23 | — |
| $Fe_2O_3$ | — | — | — | 8,32 | 0,04 | — | (6,62) | FeO=1,52 | O=2,22 |
| CaO . | — | — | — | 0,10 | 3,69 | — | — | 3,79 | — |
| MgO | — | — | — | 0,69 | 0,03 | — | — | 0,72 | — |
| $Mn_3O_4$ | — | — | — | 0,47 | — | — | — | MnO=0,34 | O=0,13 |
| $Al_2O_3$ | — | — | — | 0,25 | — | — | — | 0,25 | — |
| $SO_3$ . | — | — | — | 0,04 | — | — | — | — | 0,04 |
| $P_2O_5$ | — | — | — | 0,00 | — | — | — | — | — |
| $CO_2$ . | — | — | — | 0,16 | 2,76<br>C=0,18 | — | — | — | 2,92<br>C=0,18 |
| $H_2O$ . | — | — | — | — | — | — | — | — | — |
| Fe . | — | — | — | (5,80) | — | — | 4,62 | (1,18) | — |
| Sa. | 55,24 | 24,83 | 20,43 | 12,10 | 6,86 | 119,46 | 100,00 | 11,12 | 8,34 |

Der Einsatz, auf 9000 kg flüssiges Roheisen umgerechnet, wird sich belaufen auf:

| | |
|---|---|
| Flüssiges Roheisen | 9000 kg |
| Festes " | 4050 " |
| Alteisen | 3350 " |
| Rösterz | 2000 " |
| Kalkstein | 1160 " |
| Summa | 19560 kg. |

Das Ausbringen stellt sich jetzt auf 84,75 %.

Die Schlacke wird dementsprechend bestehen:

| | Aus Erz und Kalk | Aus dem Eisen | Summa | In Prozenten |
|---|---|---|---|---|
| $SiO_2$ | 2,23 | 0,62 | 2,85 | 23,6 |
| FeO | 1,52 | — | 1,52 | 12,6 |
| CaO | 3,79 | — | 3,79 | 31,5 |
| MgO | 0,72 | — | 0,72 | 6,0 |
| Übertrag: | 8,26 | 0,62 | 8,88 | 73,7 |

| | Aus Erz und Kalk | Aus dem Eisen | Summa | In Prozenten |
|---|---|---|---|---|
| Übertrag: | 8,26 | 0,62 | 8,88 | 73,7 |
| MnO | 0,34 | 2,48 | 2,82 | 23,4 |
| $Al_2O_3$ | 0,25 | — | 0,25 | 2,0 |
| $P_2O_5$ | — | 0,11 | 0,11 | 0,9 |
| Summa | 8,85 | 3,21 | 12,06 | 100,0 |

Auf 119,56 kg Einsatz werden sich demnach ergeben:

100,0 kg Flußeisen und
12,06 „ Schlacke.

Aus diesem Einsatze werden in die Gase übertreten

2,84+0,18 kg Kohlenstoff,
2,92 „ $CO_2$ (Kohlensäure),
0,01+0,04 „ S (Schwefel) und
2,22+0,13 „ O (Sauerstoff).

Ein Teil (0,94 kg) davon wird zur Schlackenbildung verwendet werden.

Die Erzeugung pro Charge wird sein:

$$\text{Flußeisen:} \frac{19\,560}{119{,}56} \times 100 = 16\,360 \sim 16\,400 \text{ kg},$$

$$\text{Schlacke:} \frac{19\,560}{119{,}56} \times 12{,}06 = 1973 \sim 1980 \text{ kg}.$$

Für 100 kg Flußeisen werden 40 kg Kohle benötigt, so daß sich der Kohlenverbrauch für die Charge mit

$$164 \times 40 = 6560 \text{ kg}$$

berechnet. In 24 Stunden stellt sich der Kohlenverbrauch bei einer Erzeugung von 49 200 kg Flußeisen und 5940 kg Schlacke auf 19 680 kg.

Das Verhältnis $CO_2$ zu CO in den Generatorgasen sei mit $^7/_{28} = ^1/_4$ (dem Gewichte nach) angegeben, d. h. in 100 kg geringwertigem Generatorgas werden etwa 7 kg $CO_2$ neben 28 kg CO enthalten sein. Außerdem aber werden den Gasen noch 0,4 kg $CH_4$ beigemengt sein. Es müssen somit 100 kg Generatorgas in 7 kg $CO_2$ = 1,9 kg C, in 28 kg CO = 12,0 kg C und in 0,4 kg $CH_4$ = 0,3 kg C, zusammen 1,9+12,0+0,3 = 14,2 kg C führen.

Zur Erzeugung von 49200 kg Flußeisen sind 19680 kg Kohle zu vergasen. An Rostdurchfall erhält man 25 % der Kohle. Der Rostdurchfall enthalte an C 74 % und an Asche 26 % (Summa 100 %).

Den gesamten Rostdurchfall wird man zu 4920 kg finden; er wird aus 3640 kg Kohlenstoff und 1280 kg Asche bestehen. Die Kohle enthält nach der eingangs gegebenen Zusammenstellung 1220 kg Asche.

Der Kohlenstoffgehalt des ganzen vergasten Kohlenquantums stellt sich nach der Zusammensetzung der Kohlen auf $\frac{19\,680 \times 60{,}43}{100} = 11\,892{,}6$ kg. Hiervon wäre der Kohlenstoff des Rostdurchfalles = 3640 kg abzuziehen, das ergäbe 8252,6 kg Kohlenstoff, der in Gas umgewandelt wird.

Pro 100 kg Flußeisen benötigt man, wie früher angeführt, 40 kg Kohle und erzeugt Generatorgas von nachstehender Zusammensetzung:

| | 40 kg Kohle | Rost-durchfall | In die Gase treten | Es gelangen zur Umwandlung in | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | $CO_2$ | CO | $CH_4$ | H | $H_2O$ | $SO_2$ | Sa. |
| C[1] . . | 24,00 | 7,40 | 16,60 | 2,25 | 14,00 | 0,35 | — | — | — | 16,60 |
| H . . . | 1,60 | — | 1,60 | — | — | 0,12 | 1,48 | — | — | 1,60 |
| O . . . | 7,25 | — | 7,25 | 6,00 | 1,25 | — | — | — | — | 7,25 |
| N . . . | 0,30 | — | 0,30 | — | — | — | — | — | — | 0,30 |
| hygros. $H_2O$ . . | 4,25 | — | 4,25 | — | — | — | — | — | — | 4,25 |
| Asche[2] | 2,44 | 2,60 | — | — | — | — | — | — | — | — |
| verbr. S | 0,16 | — | 0,16 | — | — | — | — | — | 0,16 | 0,16 |
| | 40,00 | 10,00 | 30,16 | 8,25 | C=14,00[3]<br>O= 1,25 | 0,47 | 1,48 | — | S=0,16 | 30,16 |

[1]) 14,2 kg C liefern nach früherem 1,9 kg C für $CO_2$ Bildung,
12,0 „ „ „ CO „
0,3 „ „ „ $CH_4$ „

[2]) Im Rostdurchfall ergibt sich ein Manko bei der Asche, welches vernachlässigt werden kann!

[3]) Es stellt sich hier ein Sauerstoffabgang von 17,41 kg heraus, welcher durch Luftzuführung beseitigt werden muß.

**Zusammensetzung der Generatorgase.**

Die Gase enthalten:

| | C | O | H | N | S | Sa. |
|---|---|---|---|---|---|---|
| $CO_2$ . . . . . . . . | 2,25 | 6,00 | — | — | — | 8,25 |
| $CO$ . . . . . . . . . | 14,00 | 18,66 | — | — | — | 32,66 |
| $CH_4$ . . . . . . . . | 0,35 | — | 0,12 | — | — | 0,47 |
| $H_2$ . . . . . . . . . | — | — | 1,48 | — | — | 1,48 |
| $H_2O$ . . . . . . . . | — | 3,78 | 0,47 | — | — | 4,25 |
| $SO_2$ . . . . . . . . | — | 0,16 | — | — | 0,16 | 0,32 |
| $N_2$ . . . . . . . . . | — | — | — | 0,30 | — | 0,30 |
| Sa. | 16,60 | 28,60 | 2,07 | 0,30 | 0,16 | 47,73 |

Der Sauerstoffbedarf ist = 28,60 kg, die freie Sauerstoffmenge = 7,25 kg. Es besteht also ein Sauerstoffmangel von 28,6 — 7,25 = 21,35 kg.

Die dieser Sauerstoffmenge entsprechende Luftmenge wird sich auf 92,85 kg stellen. Rechnet man noch einen fünfprozentigen Luftüberschuß[1]), wie er in der Praxis oft zu finden ist, dazu, welcher aus 1,07 kg Sauerstoff und 3,57 kg Stickstoff bestehen wird, so erhält man die Zusammensetzung der Gase wie folgt:

| | In Kilogramm | In Gewichtsprozent |
|---|---|---|
| $CO_2$ | 8,25 kg | 6,46 % |
| $CO$ | 32,66 „ | 26,30 „ |
| $CH_4$ | 0,47 „ | 0,39 „ |
| $H_2$ | 1,48 „ | 1,20 „ |
| $SO_2$ | 0,32 „ | 0,27 „ |
| $O_2$ | 1,07 „ | 0,82 „ |
| $N_2$ | 75,37 „ | 61,20 „ |
| $H_2O$ | 4,25 „ | 3,36 „ |
| Summa | 123,87 kg | 100,00 %. |

[1]) In vielen Generatorgasen läßt sich tatsächlich freier Sauerstoff nachweisen. Es kann solcher nämlich auch über dem Roste hinzutreten und aus Undichtigkeiten in den Wandungen der Generatoren, sowie der Gaskanäle herrühren. Letzteres ist sehr häufig der Fall, da oft genug auf die Pflege des Gemäuers kaum irgendwelche Sorgfalt verwandt wird. Dichte Fugen sind hier aber unbedingtes Erfordernis für den rationellen Betrieb.

**Das Volumen der Gase.**

Aus 40 kg Kohle resultieren, wie wir sahen, Gase in vorstehendem Gewicht; diese ergeben umgerechnet auf Kubikmeter usw. nachstehende Tabelle:

| (Gase von 40 kg Kohle) | In Kilogramm | Gewicht eines Kubikmeters | In Kubikmeter | In Volumprozent |
|---|---|---|---|---|
| $CO_2$ | 8,25 | 1,966 | 4,20 | 4,25 |
| $CO$ | 32,66 | 1,251 | 26,20 | 26,52 |
| $CH_4$ | 0,47 | 0,715 | 0,67 | 0,68 |
| $H_2$ | 1,48 | 0,090 | 1,64 | 1,66 |
| $SO_2$ | 0,32 | 2,863 | 0,11 | 0,11 |
| $O_2$ | 1,07 | 1,430 | 0,75 | 0,76 |
| $N_2$ | 75,37 | 1,255 | 60,00 | 60,67 |
| $H_2O$ | 4,25 | 0,804 | 5,28 | 5,35 |
| Sa. | 123,87 | 1,225 | 98,85 | 100,00 |

Nach der Tabelle werden somit pro 100 kg fertiges Flußeisen 123,87 kg = 98,85 cbm Generatorgas entwickelt werden müssen. Diese Gase streichen über den Herd des Martinofens, wobei sie vollständig verbrennen. Auf dem Herde mischen sie sich noch mit jenen Gasmengen, welche der Ausscheidung verschiedener Elemente und Verbindungen aus dem Einsatze entsprechen.

In die Verbrennungsprodukte der Generatorgase treten am Herde ein:

3,02 kg C als $CO_2$ = 11,00 kg
ferner $CO_2$ = 2,92 „
zusammen 13,92 kg $CO_2$.

Dazu kommen 0,05 kg S in Form von $SO_2$ = 0,10 „ $SO_2$.

**Die Zusammensetzung der Essengase dem Volumen nach.**
(In Kubikmetern.)

Die Essengase enthalten:

| Essengase | In Kilogramm | Gewicht eines Kubikmeters | In Kubikmeter | in Volumprozent |
|---|---|---|---|---|
| $CO_2$ | 74,36 | 1,966 | 37,70 | 16,50 |
| $H_2O$ | 18,65 | 0,804 | 23,20 | 10,63 |
| $SO_2$ | 0,42 | 2,863 | 0,15 | 0,07 |
| N | 209,35 | 1,255 | 167,45 | 72,80 |
| Sa. | 302,78 | 1,330 | 228,50 | 100,00 |

## Die Verbrennungsprodukte. (Essengase.)
(In Kilogramm.)

| Gase | Aus dem Generatorgas | Aus dem Einsatz | benötigt | | ergeben | | | | Sa. | In Prozenten |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | O | N | $CO_2$ | $H_2O$ | $SO_2$ | N | | |
| $CO_2$ | 8,25 | C=3,02<br>2,92 | 7,98<br>— | 26,80<br>— | 22,17 (CO₂ und Einsatz-C zusammen) | — | — | 26,80 | 48,97 | 16,2 |
| CO | 32,66 | — | 18,70 | 62,50 | 51,36 | — | — | 62,50 | 113,86 | 37,6 |
| $CH_4$ | 0,47 | — | 0,48<br>0,96 | 4,82 | 0,83 | 1,08 | — | 4,82 | 6,73 | 2,2 |
| $H_2$ | 1,48 | — | 11,84 | 39,70 | — | 13,32 | — | 39,70 | 53,02 | 17,6 |
| $SO_2$ | 0,32 | S=0,05<br>— | 0,05<br>— | 0,16 | — | — | 0,42 | 0,16 | 0,58 | 0,2 |
| $O_2$ | 1,07 | — | — | — | — | — | — | — | — | — |
| $N_2$ | 75,37 | — | — | — | — | — | — | 75,37 | 75,37 | 24,8 |
| $H_2O$ | 4,25 | — | — | — | — | 4,25 | — | — | 4,25 | 1,4 |
| Sa. | 123,87 | — | 40,01 | 133,98 | 74,36 | 18,65 | 0,42 | 209,35 | 302,78 | 100,0 |

Somit werden pro 100 kg fertiges Flußeisen 302,78 kg = 228,50 cbm Essengase entwickelt. Der Stickstoffgehalt ist zu hoch, weil die Generatorgase 1,07 kg freien O führen, welcher bei der Verbrennung gebunden werden wird. Die dementsprechende Stickstoffmenge hat man in Abzug zu bringen, und muß deshalb der Stickstoffgehalt von 209,35 kg um 2,58 kg gekürzt, also auf 206,77 kg herabgemindert werden. Die Zusammensetzung der Gase ändert sich daher dahin:

| Essengase | In Kilogramm | Gewichtsprozente | Gewicht eines Kubikmeters | In Kubikmeter | Volumprozente |
|---|---|---|---|---|---|
| $CO_2$ . . . . . . . | 74,36 | 24,8 | 1,966 | 37,70 | 16,6 |
| $H_2O$ . . . . . | 18,65 | 6,2 | 0,804 | 23,20 | 10,3 |
| $SO_2$ . . . . . . . | 0,42 | 0,14 | 2,863 | 0,15 | 0,07 |
| N . . . . . . . . | 206,77 | 68,86 | 1,255 | 165,00 | 73,03 |
| Sa. | 300,20 | 100,00 | 1,328 | 226,05 | 100,00 |

Die Stickstoffmenge, welche durch die atmosphärische Luft zugeführt werden wird, beträgt 133,98 — 2,58 = 131,4 kg. Die dementsprechende Luftmenge ist = 170,64 kg.

Nimmt man jetzt an, daß mit einem zehnprozentigen Luftüberschuß gearbeitet wird, so erhöht sich die Luftmenge um 17,06 kg und erreicht 170,64 + 17,06 = 187,70 kg.

Naturgemäß wird jetzt auch die Menge der Verbrennungsprodukte größer werden, und ergibt sich dementsprechend die wirkliche Zusammensetzung der Essengase, welche in die späteren Rechnungen eingeführt werden soll, wie folgt:

| Essengase | Kilogramm der Gase | Luftüberschuß in Kilogramm[1] | Zusammen | Gewichtsprozente | Gewicht eines Kubikmeters | In Kubikmetern | Volumprozente |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $CO_2$ . . . | 74,36 | — | 74,36 | 23,40 | 1,966 | 37,70 | 15,75 |
| $H_2O$ . . . | 18,65 | — | 18,65 | 5,95 | 0,804 | 23,20 | 9,75 |
| $SO_2$ . . . | 0,42 | — | 0,42 | 0,13 | 2,863 | 0,15 | 0,06 |
| N . . . . | 206,77 | 13,14 | 219,91 | 69,30 | 1,255 | 176,00 | 73,30 |
| O . . . . | — | 3,92 | 3,92 | 1,22 | 1,430 | 2,75 | 1,14 |
| Sa. | 300,20 | 17,06 | 317,26 | 100,00 | 1,320 | 239,80 | 100,00 |

### Berechnung der Generatorenanzahl.

Es sollen Generatoren für Stückkohle angewendet werden, deren Schachtdimensionen = 1,0 × 1,3 m sei.

Das Verhältnis der freien zur totalen Rostfläche sei 0,4.

Der Rost sei von der Unterkante des Schachtes 180 mm entfernt, so daß der freien Rostfläche noch ein Prisma von 0,18 m Höhe, 1,6 m und 1,3 m Seitenlängen des Querschnittes zugezählt werden müßte. Die wirksame Rostfläche würde sich demnach ergeben mit:

$$F = (1{,}0 \times 1{,}3) \times 0{,}4 + (2 \times 0{,}18 \times 1{,}0) + (2 \times 0{,}18 \times 1{,}3) = 1{,}35 \text{ qm}.$$

Auf einem Quadratmeter Rostfläche werden in der Stunde 65 kg Kohle vergast. Die freie Rostfläche darf nicht größer sein als die Querschnittsfläche des Schachtes. Letztere ist = 1,3 qm und stimmt somit mit der berechneten freien Rost-

[1]) Es wurde immer trockene Luft vorausgesetzt. (Der dadurch entstehende Fehler ist übrigens verschwindend klein.)

fläche (1,35 qm) genügend genau überein, weshalb die Dimensionen (trotz der kleinen Differenz) beibehalten werden können.

Der Kohlenverbrauch in 24 Stunden ist = 19680 kg oder pro Stunde = 820 kg.

Ein Generator vergast in der Stunde bei normalem Betriebe $65 \times 1,3 = \sim 85$ kg, und würde man demnach für den Betrieb eines Martinofens von 49,2 t Tageserzeugung neun Schachtgeneratoren für natürlichen Zug benötigen. Stattet man diese Gaserzeuger jedoch mit künstlichem Zuge, z B. Unterwind aus, was verschiedener Gründe wegen in den meisten Fällen sogar zu empfehlen sein wird, so darf man mit der Anzahl Generatoren pro Ofen so weit herunter gehen, daß pro 1 qm Rostfläche ca. 90 kg vergast werden. Ein Generator vergast in dem Falle pro Stunde 117 kg Stückkohle, so daß man mit sechs Generatoren für einen Ofen auskommen sollte!

Berechnung der Dimensionen des Generator-, d. h. Gashauptkanales und der Generatoranschlüsse.

Die stündliche Erzeugung ist $= \frac{492}{24} = 20,5$ q Flußeisen.

100 kg Flußeisen benötigen 98,85 cbm Generatorgas.

Stündlich werden daher $20,5 \times 98,85 = \sim 2030$ cbm Gas gebraucht werden.

Die Generatoren müssen in der Sekunde $\frac{2030}{3600} = 0,56$ cbm Gas erzeugen.

Die Gase entströmen dem Generator mit 400° C und besitzen in der Hauptgasleitung eine Temperatur von 300° C. Die Volumina der Gase werden somit sein:

bei 400° C $= 0,56 \times 2,468 = 1,38$ cbm
„ 300° C $= 0,56 \times 2,101 = 1,18$ „

Die Geschwindigkeit der Gase im Hauptkanal möge = 1,2 m pro Sekunde und in den Generatoranschlüssen = 1,0 m pro Sekunde sein. Dann berechnen sich die Flächen der Querschnitte für den:

Hauptkanal mit . . . . . . = 1,0 qm und die
Summe der Generatoranschlüsse = 1,4 „ .

Bei Anwendung von sechs Generatoren wird daher die Fläche eines Generatoranschlusses $= \frac{1,4}{6} = 0,233$ qm sein; nimmt man jetzt einen kreisförmigen Querschnitt an, so stellt sich der Durchmesser auf: d = 550 mm.

Der Hauptgaskanal soll im Querschnitt folgende Dimensionen erhalten:

Höhe = 1,4 m,
Breite = 0,87 „.

Er werde sehr kurz gemacht und mit einem Teerkondensationsrohr verbunden; in ihm werde weiter die Gastemperatur auf 80° C herabgesetzt, so daß man seinen Querschnitt eigentlich noch verkleinern dürfte.

$0,56 \times 1,2936 = 0,72$ cbm Gasvolumen.

Wäre die Geschwindigkeit = 1 m pro Sekunde, so wäre die Querschnittsfläche des Rohres = 0,72 qm und der Durchmesser d = 960 mm.

---

Es wäre jetzt noch die Luftmenge zu berechnen, welche jedem Generator pro Minute zugeführt werden muß.

Pro 100 kg Flußeisen müssen dem Generator

$21,35 + 1,07 = 22,42$ kg Sauerstoff und
$71,50 + 3,57 = 75,07$ „ Stickstoff als
97,49 kg Luft (Primärluft)

zugeführt werden.

Bei einer Tageserzeugung von 492 q Flußeisen stellt sich der Luftbedarf für sechs Generatoren in 24 Stunden auf:

$97,49 \text{ kg} \times 492 = 47\,965 \sim 48\,000 \text{ kg oder } \frac{48\,000}{1,293} = \sim 37\,200 \text{ cbm}.$

Der Luftbedarf pro Stunde wird gleich = 1550 cbm

„ „ „ Minute $\frac{1550}{60}$ = ∼ 26 „

„ „ „ „ und Generator $\frac{26}{6}$ = 4,33 „

## Berechnung der Umsteuerungsvorrichtung.
### (Schieberumsteuerung.)

(Vgl. die Figuren 10 bis 12 auf Seite 227 bis 229.)

Das in die Umsteuerungsapparate eintretende Gasvolumen ist = 0,56 cbm pro Sekunde, das Luftvolumen = 0,45 cbm pro Sekunde.

Die Gase sollen eine Geschwindigkeit von 3 m in der Sekunde besitzen und ihre Temperatur sei 80° C; dann wird der Querschnitt des Umsteuerungsschiebers sein müssen =

$$\frac{0{,}56 \times 1{,}2936}{3} = 0{,}2419 \text{ qm.}$$

Die Breite des Gasschiebers, mit 0,5 m angenommen, ergibt das eine Höhe = 0,5 m.

Damit ist auch die Kanaldimension an dieser Stelle mit 0,5 × 0,5 m festgelegt. Den Lufteintrittsschieber machen wir genau so groß.

Die Luft mag mit einer Temperatur von 20° C einströmen und besitzt daher ein Volumen von 0,45 × 1,0734 = 0,484 cbm, demnach eine Geschwindigkeit von ca. 2 m pro Sekunde in der Umsteuerungsvorrichtung.

## Berechnung der Verbindungskanäle zwischen Umsteuerungsapparat und Regeneratoren.

Die Gase nehmen auf dem Wege zu den Regeneratoren bereits Wärme auf, und man darf annehmen, daß sie mit einer Temperatur von 300° C in den Regenerator eintreten.

Das Volumen der Gase an dieser Stelle wird somit 1,18 cbm betragen, und da die Geschwindigkeit etwa 1,5 m pro Sekunde sein darf, so wird sich die Fläche des Kanalquerschnittes mit 0,79 rund 0,8 qm ergeben.

Nimmt man die Breite mit 1,15 m an, so berechnet sich die Höhe mit 0,70 m.

Unmittelbar hinter der Umsteuerung sei dieselbe Kanalquerschnittsfläche vorhanden, jedoch hätte man das Verhältnis der Höhe zur Breite etwas anders zu wählen. Es sei hier die Höhe = 1,0 m und die Breite = 0,8 m.

Auch die Luft hat auf dem Wege von der Umsteuerung zu den Regeneratoren bereits Wärme aufgenommen und wird demgemäß mit einer Temperatur von etwa 240° C in den Regenerator eintreten.

Das Luftvolumen an dieser Stelle wird sein:

$$0{,}45 \times 1{,}8808 = 0{,}846 \sim 0{,}85 \text{ cbm.}$$

Wenn jetzt auch die Luft mit einer Geschwindigkeit von 1,5 m in der Sekunde in den Regenerator eintreten soll, so wird die Kanalquerschnittsfläche an dieser Stelle 0,57 qm betragen. Nimmt man an, daß die Höhe des Kanales dieselbe wie beim Gase sei (0,7 m), so wird sich die Breite mit 0,82 m ergeben.

Da nach allem, was bisher gesagt wurde, die Luft mit einer höheren Temperatur auf den Herd treten soll als das Gas und da ferner die Luft die Umsteuerungsapparate nur mit einer Temperatur von 20° C passiert, während die Gase mit einer weit höheren Temperatur zuströmen werden, so wird im allgemeinen der Luftregenerator größer ausfallen als der Regenerator für Gas; er wird deshalb auch mehr Verbrennungsprodukte durchströmen lassen, weshalb es sich empfiehlt, die Verbindungskanäle für Luft zwischen den Regeneratoren und der Umsteuerung nicht kleiner zu machen als jene für Gas. Die Folge davon wird dann wieder sein, daß die Luft diese Räume langsamer wie das Gas durchstreicht und infolgedessen besser vorgewärmt in den Regenerator eintritt.

Da die Geschwindigkeit der Gase in diesen Verbindungskanälen 3 m pro Sekunde erreichen darf, so mögen für die Gaskanäle die Dimensionen der Luftkanäle adoptiert und einstweilen wie folgt festgesetzt werden:

| | Gas und Luft am Regenerator | a. d. Umsteuerung |
|---|---|---|
| Höhe: | 0,60 m | 0,82 m |
| Breite: | 1,00 „ | 0,70 „. |

Im weiteren Verlauf der Berechnung wird man noch die Geschwindigkeit zu ermitteln haben, mit welcher die Verbrennungsprodukte diese Kanäle passieren, und kann es denn

unter Umständen erforderlich werden, die berechneten Dimensionen noch etwas zu ändern.

### Berechnung des Herdraumes.

Die Tagesproduktion ist zu 49200 kg in drei Chargen festgesetzt; der Herd muß daher 16400 kg Flußeisen fassen.

Das spezifische Gewicht weichen Eisens wurde mit 7,86 angegeben, der Ausdehnungskoëffizient mit 0,00004405.

Die Temperatur des Stahlbades sei = 1600° C.

Das Volumen der Erzeugung wird somit sein:

$$\frac{16,4}{7,86} + \left(\frac{16,4}{7,86} \times 0,000044 \times 1600\right) = 2,086 + (2,086 \times 0,07) = 2,23 \text{ cbm.}$$

Außerdem soll der Herd die ganze Schlacke fassen.

Wie früher berechnet wurde, besitzt die pro 100 kg Flußeisen entfallende Schlacke ein Gewicht von 12,06 kg. Die Schlackenmenge einer Charge wird demnach wiegen:

$$164 \times 12,06 = 1977,84 \text{ kg.}$$

Das spezifische Gewicht der Schlacke wäre: 4,9 [1]).

Das Volumen der ganzen Schlackenmenge wird daher sein:

$$1977,84 : 4900 = \sim 0,40 \text{ cbm.}$$

Der Ausdehnungskoëffizient wäre mit 0,00003 (Glas) anzunehmen.

---

1) Die Schlacke setzt sich zusammen aus:

| | | spez. Gewicht | |
|---|---|---|---|
| $SiO_2$ | 23,6 % | 2,653 | 0,89 |
| $FeO$ | 12,6 „ | $Fe_2O_3$ 5,12 | 2,48 |
| $CaO$ | 31,5 „ | 3,15 | 10,00 |
| $MgO$ | 6,0 „ | 3,61 | 1,66 |
| $MnO$ | 23,4 „ | 5,09 | 4,68 |
| $Al_2O_3$ | 2,0 „ | 3,85 | 0,52 |
| $P_2O_5$ | 0,9 „ | 2,39 | 0,37 |
| Summa | 100,0 % | | 20,60 |

Spezifisches Gewicht der Schlacke $= \frac{100,0}{20,6} = 4,85 \sim 4,9$.

Auch die Schlacke soll 1600° C Temperatur im Herde besitzen und wird ihr Volumen bei dieser Temperatur sein:

$$0{,}40 \cdot (1 + 0{,}00003 \times 1600)$$
$$= 0{,}40 \cdot (1 + 0{,}048) = 0{,}40 \times 1{,}048 = \sim 0{,}42 \text{ cbm.}$$

Der Herd soll daher fassen können:

2,3 cbm Flußeisen + 0,42 cbm Schlacke = ∼ 2,8 cbm; inklusive Schäumraum würde man dafür 3,9 cbm rechnen können. Nimmt man dann die Tiefe des Bades zu 400 mm an, so wird die Fläche des Bades rund 10 qm betragen.

Die Länge des Herdes sei mit 4,25 m angesetzt, dann erhielte man die Breite zu 2,36 m.

In der Sekunde treten 0,56 cbm Gas und 0,45 cbm Luft auf den Herd, verbrennen dort und liefern eine Temperatur von 1700° C. Auf 100 kg Flußeisen würden 239,8 cbm Verbrennungsprodukte entfallen.

In acht Stunden werden $\frac{492}{3} = 164$ q Flußeisen (pro Charge) erzeugt, pro Stunde also $\frac{164}{8} = 20{,}5$ q und daher $20{,}5 \times 239{,}8 = 4915{,}9 \sim 4920$ cbm Essengase entwickelt.

Die Essengasmenge pro Sekunde wird sich mit

$$\frac{4920}{3600} = 1{,}36 \text{ cbm berechnen.}$$

Dieses Volumen wird sich, auf 1700° C erwärmt, auf $1{,}36 \times 7{,}24 = 9{,}85$ cbm vergrößern.

Wie nun die Länge des Ofens gegen die berechnete Dimension größer gemacht werden muß, so wird auch die Breite zu vergrößern sein, am besten derart, daß wir in der Badhöhe eine Herdbreite von ca. 3,4 m erhalten.

Die Herdfläche in Höhe dieser Ebene wird also sein:

$$6{,}25 \times 3{,}46 = 21{,}7 \text{ cbm.}$$

Da aber die Aufenthaltszeit der Verbrennungsprodukte im Herdraum zwei Sekunden betragen soll, somit der Herdraum ein Volumen $= 2 \times 9{,}85 = 19{,}70$ cbm besitzen müßte, so wird das Gewölbe wenigstens $19{,}7 : 21{,}7 = \sim 0{,}9$ m über der Oberfläche des Bades angeordnet werden müssen.

Die durchschnittliche Geschwindigkeit der Verbrennungsprodukte im Herdraume ist:

$$\frac{9,85}{3,46 \times 0,9} = 3,16 \text{ m.}$$

Man sieht, daß die Geschwindigkeit der Gase im Herdraume groß ist, weshalb es sich empfehlen wird, dieselbe herabzusetzen, was geschehen könnte, indem man das Gewölbe statt 0,9 m etwa 1,25 m hoch über der Oberfläche des Bades anlegt. Die Geschwindigkeit würde sich bei Anwendung des höheren Gewölbes mit 2,26 m pro Sekunde ergeben.

---

Es soll jetzt festgestellt werden, welche Temperatur die Gase bei ihrer Verbrenung am Herde liefern können.

**Wärmekapazität der Verbrennungsgase.**

| Generatorgas | kg | 1 kg erzeugt Kal. | Erzeugte Wärme | Gase | kg | Spez. Wärme | Wärmekapaz. |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| CO | 32,66 | 2 403 | 78 200 | $CO_2$ | 74,36 | 0,355 [1] | 27,30 |
| $CH_4$ | 0,47 | 13 063 | 6 120 | $H_2O$ | 18,65 | 0,819 [1] | 15,30 |
| $H_2$ | 1,48 | 29 161 | 43 000 | $SO_2$ | 0,42 | 0,154 | 0,06 |
| | | | | $N_2$ | 219,91 | 0,244 | 53,60 |
| Intermolekulare Verbrennung | | | | $O_2$ | 3,92 | 0,218 | 0,84 |
| C | 3,02 | 8 080 | 24 400 | | | | |
| S | 0,05 | 2 250 | 113 | | | | |
| Summa | — | — | 151 833 | | | Summa | 97,10 |

Die Temperatur, welche die kalten Gase mit kalter Luft verbrannt liefern können, stellt sich daher auf:

$$t = \frac{151\,833 \text{ Kalorien}}{97,10 \text{ (W.-K.)}} = 1563 \sim 1560^{0} \text{ C.}$$

Daraus ist zu ersehen, daß durch Verbrennung der kalten Gase in kalter Luft die nötige Temperatur nicht erreicht

[1]) Spezifische Wärme bei 1700° C.

werden kann, deshalb sollen die Generatorgase auf 850° C und die Verbrennungsluft auf 950° C vorgewärmt werden.

---

Bevor der Brenner berechnet wird, wäre jene Temperatur zu ermitteln, welche bei obiger Erwärmung von Gas und Luft im Herdraume erzielt werden kann.

Zu diesem Zwecke muß zuerst die Wärmekapazität der Generatorgase und der Verbrennungsluft festgesetzt werden.

| Generatorgas | kg | Spez. Wärme | Wärme-kapaz. | Verbrennungsluft | kg | Spez. Wärme | Wärme-kapaz. |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $CO_2$ | 8,25 | 0,277 | 2,39 | $O_2$ | 43,15 | 0,217 | 9,40 |
| $CO$ | 32,66 | 0,242 | 7,90 | $N_2$ | 144,54 | 0,244 | 35,20 |
| $CH_4$ | 0,47 | 0,593 | 0,28 | $H_2O$ [2] | — | — | — |
| $H_2$ | 1,48 | 3,409 | 5,02 | — | — | — | — |
| $SO_2$ | 0,32 | 0,154 | 0,05 | — | — | — | — |
| $O_2$ [1] | 1,07 | 0,217 | 0,23 | — | — | — | — |
| $N_2$ | 75,37 | 0,244 | 18,40 | — | — | — | — |
| $H_2O$ | 4,25 | 0,667 | 2,83 | — | — | — | — |
| Sa. Gas | 123,87 | — | 37,10 | Sa. Luft | 187,70 | — | 44,60 |

Luft und Gas bringen folgende Wärmemengen mit:

Gas: $37{,}10 \times 850 = 31\,535 \sim 31\,500$ Kalorien

Luft: $44{,}60 \times 950 = 42\,370 \sim 42\,300$ „

Summa $\sim 73\,800$ Kalorien.

Addiert man diese Wärmemenge zu der durch Verbrennung der Generatorgase am Herde erhaltenen Wärme von 151833 Kalorien, so wird die ganze disponible Wärme

$$= 151\,833 + 73\,800 = 225\,633 \text{ Kalorien},$$

und die damit zu erzielende Temperatur

$$= \frac{225\,633}{97{,}10} = 2323 \sim 2320^\circ \text{ C sein.}$$

Unter Berücksichtigung der Ausstrahlung und der sonstigen Verluste wird man wahrscheinlich, die Vorwärmung von

---

[1]) Der freie Sauerstoff wird nicht als solcher auf 850° C vorgewärmt in den Herdraum eintreten.

[2]) Es wurde trockene Luft angenommen.

Gas und Luft auf die oben angegebenen Temperaturen vorausgesetzt, dem Herde die gewünschte Temperatur gerade erzielen können.

Deshalb sollen im folgenden die Dimensionen des Brenners und der Regeneratoren unter Zugrundelegung dieser Zahlen festgestellt werden.

### Berechnung der Dimensionen des Brenners.

Pro Sekunde sind 0,56 cbm Gas und 0,45 cbm Luft von 0° C Temperatur für den Prozeß nötig. Die Gase sollen mit einer Temperatur von 850° C in den Herdraum eintreten und wird sich obiges Volumen daher in

$$0{,}56 \times 4{,}12 = 2{,}31 \text{ cbm ändern.}$$

Die Temperatur der Luft an derselben Stelle sei $= 950°$ C, demnach wird das Luftvolumen =

$$0{,}45 \times 4{,}49 = 2{,}02 \text{ cbm werden.}$$

Die Geschwindigkeit in den Luft- und Gasschlitzen sei gleich groß und mit 8 m pro Sekunde angenommen.

Die Flächen der Brennerquerschnitte werden dann für Gas = 0,29 qm und für Luft = 0,25 qm.

Der Brenner besteht aus je fünf Luft- und Gasschlitzen, welche übereinander liegen. (Ähnlich dem Tafel VI, Fig. 6.)

Die Fläche der einzelnen Schlitze ermittelt sich daraus: für Gas = 0,06 qm, für Luft = 0,05 qm; deren Seitenlängen wären zu wählen:

für Gas: Höhe = 0,25 m, Breite = 0,24 m,
„ Luft: „ = 0,21 „ „ = 0,24 „.

### Berechnung der Regeneratoren.

Das sekundliche Gasquantum von 0,56 cbm soll von 300° C auf 850° C erwärmt werden, das Luftquantum von 0,45 cbm in der Sekunde soll eine Temperaturerhöhung von 710° C und zwar von 240° C auf 950° C erfahren.

Es werde jede halbe Stunde umgesteuert.

Das während eines Umsteuerungsintervalles zu erwärmende Gasquantum wird sich auf $0{,}56 \times 1800 = 1008$ cbm stellen, die dementsprechende Luftmenge auf $0{,}45 \times 1800 = 810$ cbm.

Die während eines Umsteuerungsintervalles abgebbare Wärmemenge wird sein:

1008 × W.-K. pro 1 cbm × 550° für Gas
810 × W.-K. pro 1 cbm × 710° „ Luft.

Die Wärmekapazitäten sind für:

Gas, wenn 123,87 kg = 98,85 cbm eine Wärmekapazität von 37,10 besitzen, für 1 cbm = 0,374.

Luft: und für 1 cbm Luft
= 1,293 × 0,2375 = ∼ 0,307.

Die Wärmemengen stellen sich demnach auf:

1008 × 0,374 × 550 = 207 346 Kalorien
810 × 0,307 × 710 = 176 556 „
Zusammen 383 902 Kalorien.

---

Es wäre jetzt zu untersuchen, wieviel Wärme die Verbrennungsprodukte während eines Umsteuerungsintervalles an die Regeneratoren abgeben können.

Die Verbrennungsprodukte verlassen den Herd mit 1600° C und kommen mit 1400° C in den Regenerator, den sie mit 400° C verlassen sollen.

Die Verbrennungsgase besitzen eine Wärmekapazität von 97,10 bei 1700° C. Ihre Wärmekapazität bei:

$$\frac{1400 + 400}{2} = 900^{\circ} \text{ C}$$

wird nach folgender Zusammenstellung betragen:

| Gase | kg | Spez. Wärme | Wärmekapazität |
|---|---|---|---|
| $CO_2$ | 74,38 | 0,285[1] | 21,20 |
| $H_2O$ | 18,65 | 0,655[1] | 12,20 |
| $SO_2$ | 0,42 | 0,154 | 0,06 |
| $N_2$ | 219,91 | 0,244 | 53,60 |
| $O_2$ | 3,92 | 0,218 | 0,84 |
| Summa | 317,28 | — | 87,90 |

[1]) Spezifische Wärme bei 900° C.

In acht Stunden werden 164 q Flußeisen erzeugt, demnach pro Stunde $\frac{164}{8} = 20{,}5$ q und in einem Umsteuerungsintervall $\frac{20{,}5}{2} = 10{,}25$ q.

Die Wärmekapazität für das ganze Quantum der Verbrennungsprodukte, welches in einer halben Stunde abgezogen werden soll, wird, da obige Wärmekapazität 100 kg Flußeisen entspricht, $10{,}25 \times 87{,}9 = 900{,}98$, und die von diesen Verbrennungsprodukten in den Regeneratoren zurückgelassene Wärmemenge $900{,}98 \times 900 = 810\,882$ Kalorien sein.

Es wird sich demnach in den Regeneratoren ein Wärmeüberschuß vorfinden, welcher $810\,882 - 383\,902 = 426\,980$ Kalorien oder nahezu 50% betragen wird.

Dieser Wärmeüberschuß wird sich bei guter Ofenkonstruktion in Brennstoffersparnis äußern, d. h. man wird mit wenig Kohle viel Flußeisen erzeugen; ferner wird er sich äußern durch größere Strahlungsverluste, sowie durch höhere Temperierung der auf den Herd strömenden Luft und Generatorgase sowie durch höhere Temperatur der Essengase.

Nach den vorberechneten Wärmemengen, welche Gas und Luft aus den Regeneratoren mitnehmen werden, würde der Luftregenerator kleiner als der Gasregenerator dimensioniert werden müssen; da man jedoch für die Verbrennungsluft eine höhere Temperatur als für die Generatorgase anstrebt und man mitunter auch einen größeren als den angenommenen Luftüberschuß haben kann, so soll auch hier wieder der Luftregenerator dieselben Dimensionen erhalten wie der Gasregenerator.

Die Temperaturabnahme des Ziegelgitterwerkes betrage während des Umsteuerungsintervalles 50° C, die Wärmemenge, welche ein Gitterwerk abzugeben hätte, wäre $\frac{383\,902}{2} = 191\,951$, rund 190 000 Kalorien. Die spezifische Wärme des Gitterwerkmateriales ist = 0,23, demnach wird das Gewicht einer Regeneratorgasausschichtung betragen:

$$Q = \frac{190\,000}{0{,}23 \times 50} = 16\,521 \sim 16\,600 \text{ kg.}$$

1 cbm des Ziegelgitterwerkes wiege 1800 kg, somit wird ein Regenerator 9,75 cbm Gitterwerk erhalten müssen.

Die Aufenthaltszeit des Gases im Gitterwerk betrage drei Sekunden.

Das Gasvolumen pro Sekunde bei durchschnittlich 575° C ist $0,56 \times 3,11 = 1,74$ cbm.

Das freie Volumen zwischen dem Gitterwerke ergibt sich demnach mit $1,74 \times 3 = 5,22$ cbm, das freie Volumen im Regenerator mit $1,74 \times 5 = 8,70$ cbm. Der Regeneratorraum wird deshalb ein lichtes Volumen von $9,75 + 8,70 = 18,45$ cbm erhalten müssen.

Da der Ofen eine Herdbreite von 3,46 m erhält, so mögen die Regeneratorkammern dieselben Dimensionen haben; sie erhalten demnach eine Höhe von 2,7 m, eine Breite von 2,0 m und eine Länge von 3,5 m, d. h. einen Kubikinhalt von $2,7 \times 2,0 \times 3,5 = 18,9$ cbm.

Der freie Raum im Gitterwerk verhält sich dann zum Gitterwerksvolumen wie 9,15 : 9,75. In demselben Verhältnisse werden die Ziegeldicken zu den Kanalweiten stehen können. Man wird die Ziegeldicke mit 100 oder 125 mm wählen und die Ziegeln in Entfernungen von mindestens 54 mm voneinander stellen. Ein kleinerer Abstand der Ziegeln ist aus dem Grunde nicht zu empfehlen, weil dann die Reibung durch die engen Kanäle zu sehr erhöht wird. Mit Rücksicht darauf hält Verfasser es sogar für angezeigt, die Distanz der Ziegel größer als 54 zu wählen; der freie Raum über dem Gitterwerke würde dann allerdings kleiner werden.

Es wird sich empfehlen, Luft- und Gasregenerator verschieden und zwar im umgekehrten Verhältnisse zu den spezifischen Wärmen der Medien und des Ziegelmateriales auszuschichten.

| | |
|---|---|
| Die spezifische Wärme des Gases | = 0,300 |
| „ „ „ der Luft | = 0,238 |
| „ „ „ der Ziegel | = 0,230 |
| „ „ „ der Verbrennungsprodukte | = 0,277. |

Die spezifische Wärme des Gases ist am größten, und

sollte man deshalb die Ausschichtung derart vornehmen, daß sich die Ziegeldicken $d$ zu den Kanalweiten $w$ umgekehrt verhalten wie die spezifischen Wärmen:

$$d : w = 0{,}3 : 0{,}23, \text{ d. h.}$$

$$d = \frac{0{,}3 \cdot w}{0{,}23} = 1{,}3\ w.$$

Im Luftregenerator kann $w = d$ gemacht werden.

Wie im zweiten Teil, Seite 251 gesagt wurde, soll der Regenerator pro 1 cbm Gas oder Luft für eine Temperatursteigerung von 100° C ein Regeneratorvolumen von 6 cbm und 2850 kg Ziegelgitterwerk bekommen.

Luft- und Gasregenerator sind gleich groß projektiert. Demnach würde sich das Regeneratorvolumen auf Grund der im zweiten Teile gegebenen Zahlen ergeben:

Gas: $0{,}56 \times 6{,}0 \times 5{,}5 = 18{,}48$ cbm
Luft: $0{,}45 \times 6{,}0 \times 7{,}1 = 19{,}20$ „ } Mittel 18,84 cbm.

Das Gewicht des Ziegelgitterwerkes:

Gas: $0{,}56 \times 2850 \times 5{,}5 = 8800$ kg
Luft: $0{,}45 \times 2850 \times 7{,}1 = 9200$ „ } Mittel 9000 kg.

Auch hieraus ist zu ersehen, daß man dem Gas- und dem Luftregenerator die gleichen Dimensionen geben kann.

Nach der ersten Berechnung würde das Gitterwerk sehr groß ausfallen, und können wir ohne Anstand damit zurückbleiben. Werden die erstberechneten Dimensionen des Regeneratorvolumens, welche mit denen der zweiten Rechnung übereinstimmen, als feststehend angenommen und das erstberechnete Gitterwerksgewicht auf 12000 kg festgesetzt, was einem Volumen von 6,65 cbm entspräche, so ergäbe sich ein freies Regeneratorvolumen von 12,20 cbm und damit Aufenthaltszeiten von:

| | Im Gitterwerke | Im Regenerator |
|---|---|---|
| Gas: | 3,8 Sekunden | 7,0 Sekunden |
| Luft: | 4,6 „ | 8,5 „ . |

Diese Zahlen deuten an, daß die gewählten Dimensionen der Regeneratoren ruhig beibehalten werden können.

Bezüglich der Dimensionierung der Verbindungskanäle der Regeneratoren mit den Umsteuerungen folgert sich aus dem Voraufgehenden, daß, wenn die Regeneratoren gleich groß ausgeführt werden, auch die Abmessungen der Verbindungskanäle übereinstimmen dürfen, wie es vorhin angenommen wurde.

### Berechnung der Dimensionen des Fuchses und Schornsteines.

In der Sekunde werden $\frac{20{,}5 \times 239{,}8}{3600} = \frac{4915{,}9}{3600} = 1{,}36$ cbm Verbrennungsprodukte (bei 0° Temperatur) zu beseitigen sein.

Die Temperatur der Essengase im Gaskanal betrage 300° C, daher das Volumen:

$$1{,}36 \times 2{,}101 = 2{,}86 \text{ cbm.}$$

Die Geschwindigkeit der Gase sei = 3 m, die Fläche des Querschnittes des Essenkanales somit 0,95 qm, demnach die Höhe = 1,2 m und die Breite 0,8 m.

---

Die Dimensionen der Essen seien: H = 40,0 m, D = 1,8 m und d = 1,2 m.

Die Geschwindigkeit, mit welcher die Verbrennungsprodukte abgeführt werden können, bestimmt sich an Hand folgender Angaben. Es sei:

$p_1$ = dem Gewicht der inneren Gassäule,
$p$ = " " " äußeren Luftsäule.

Das Volumen der Gassäule = 1,74 × 40 = 69,6 cbm, die Dichte der Luft bei durchschnittlich 260° C = 0,66, so ist

$$p_1 = 69{,}6 \times 0{,}66 = 45{,}9 \text{ kg}$$
$$p = 69{,}6 \times 1{,}293 = 89{,}9 \text{ „}$$
$$p - p_1 = 44{,}0 \text{ „}.$$

$$h \text{ wird sein: } \frac{44}{1{,}293 \times 1{,}74} = \frac{44}{2{,}3} = 19{,}1 \text{ m.}$$

$$v = \sqrt{2\,g \cdot h} = \sqrt{19{,}62 \times 19{,}1} = \sqrt{374{,}7} = 19{,}3 \text{ m.}$$

Die wirkliche Geschwindigkeit stellt sich auf etwa ein Drittel der berechneten, somit auf 6,4 m.

Der Zug im Schornstein wird sein: $1,74 \times 6,4 = 11,14$ m.

Der Essenzug ist demnach so groß, daß er ungefähr das vierfache Volumen der Essengase zu bewältigen vermag, was nicht übermäßig genannt werden kann.

Nach der auf den Seiten 208 und 209 gegebenen Tabelle müßte der Schornstein eine Höhe H[1]) $= 37,00$ m, $D = 2,61$ m und $d = 1,69$ m erhalten.

## Genaue Ermittelung des Zuges der Esse.

Fläche (Mittel) des Querschnittes $= 3,63$ cbm.

Das Volumen der inneren Säule $= 3,63 \times 37 = 134,3$ cbm.

Die Abkühlung in der Esse sei 3° für den laufenden Meter, demnach auf die ganze Schornsteinhöhe $3 \times 37 = 111$ ° C.

Die Gase treten mit 300° C in die Esse und mit 189° C aus derselben; die mittlere Temperatur ist daher ∽ 245° C.

Die Dichte der Luft bei 0° ist $= 1,293$
" " " Essengase " 245° " $= 0,695$ $(V_{245} = 1,90 \times V_0)$
" " " " " 0° " $= 1,320$.

$$\left.\begin{array}{l} p_1 = 134,2 \times 0,695 = 93,3 \text{ kg} \\ p = 134,2 \times 1,293 = 173,5 \text{ „} \end{array}\right\} p - p_1 = 80,2 \text{ kg}.$$

$$h = \frac{80,2}{1,293 \times 3,63} = \frac{80,2}{4,7} = 17,5 \text{ m}.$$

$$v = \sqrt{2\,g \cdot h} = \sqrt{19,62 \times 17,5} = \sqrt{343,4} = 18,3 \text{ m}.$$

Die wirkliche Geschwindigkeit ist ca. ein Drittel der berechneten, somit $= 6,1$ m.

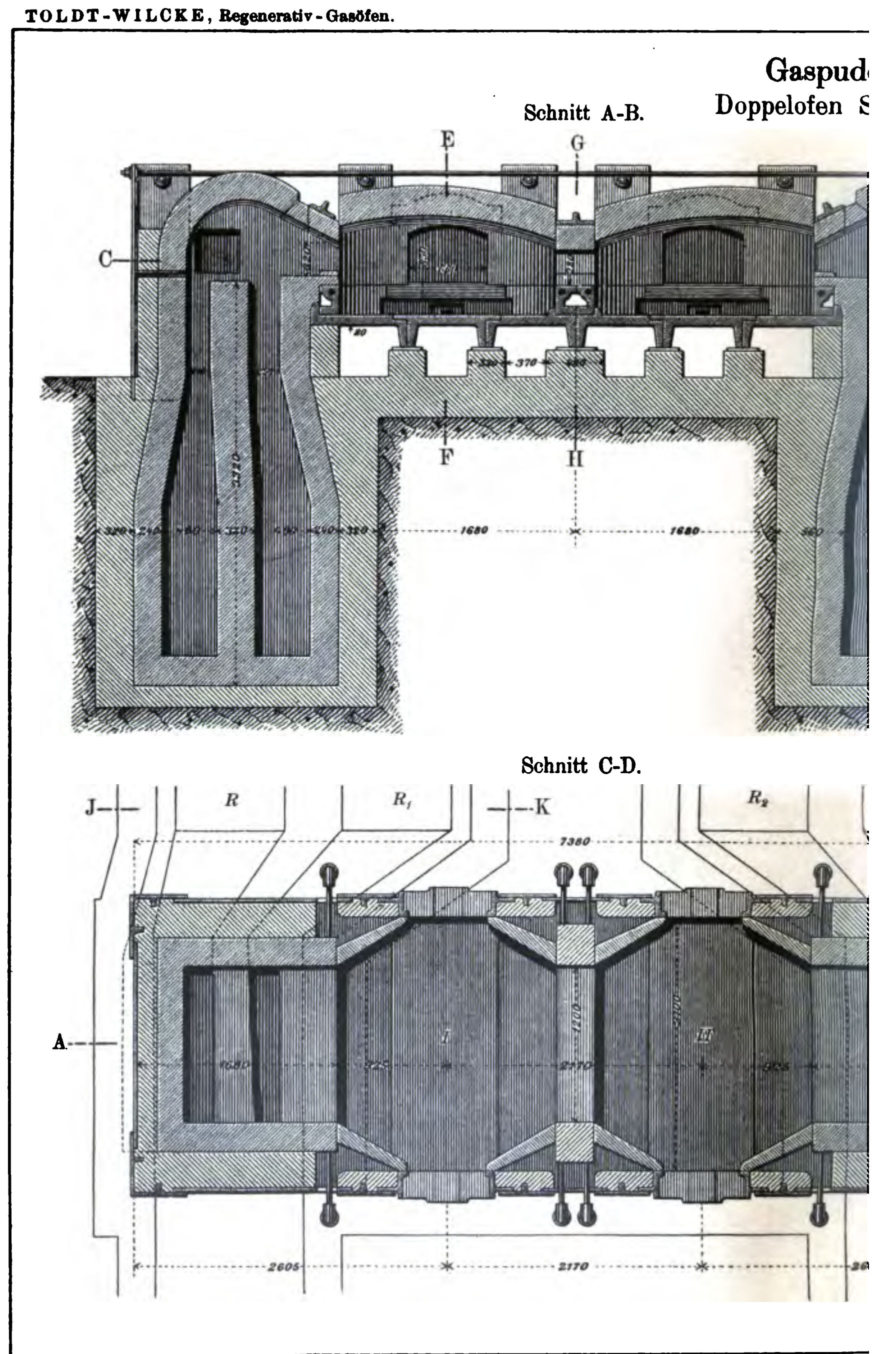
Der Zug im Schornstein wird sein: $3,63 \times 6,1 = 22,14$ cbm.

Das Volumen der Essengase bei 245° C ist
$= 1,36 \times 1,90 = 2,584$ cbm.

Der Schornsteinzug ist demnach so stark, daß er das

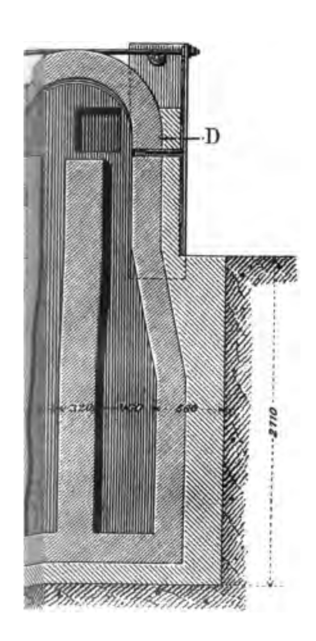
---

[1]) Mit Rücksicht auf die dichtere Ausschichtung der Regeneratoren sind die Dimensionen größer gewählt.

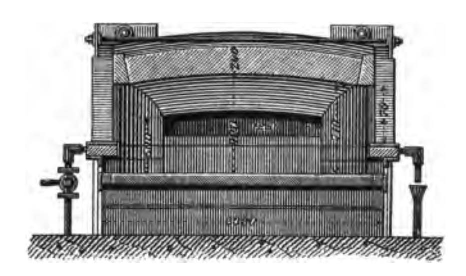

Gaspud
Doppelofen S
Schnitt A-B.
E
G
C
F
H
1680
1680
Schnitt C-D.
J
R
$R_1$
K
$R_2$
7380
A
2170
2605
2170

# ıddlingsofen.

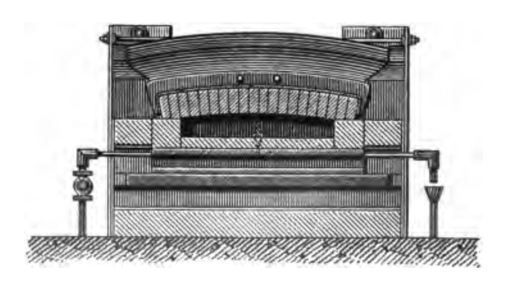
## System Springer.

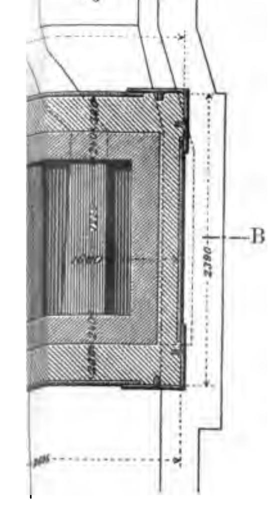



Schnitt E-F.



Schnitt G-H.






Schnitt J-K.

*(aus dem Bericht über den allgemeinen Bergmannstag zu Wien 1888)*

Arthur Felix in Leipzig.

$\frac{22,14}{2,584} = 8,5$ fache Volumen der Essengase zu bewältigen vermag. Der Schornstein wird daher unter Einhaltung vorangegebener Dimensionen genügen.

### c) **Berechnung eines Gaspuddelofens** (Doppelofen System Springer). (Tafel IX.)

Einsatz: 500 kg.
12 Chargen in 12 Stunden.
Abbrand: 4 %.
Zusammensetzung der Kohle:
C = 72,97 %, H = 4,25 %, O = 9,48 %, N = 0,98 %, $H_2O$ = 2,95 % und Asche = 0,53 %.
Brennstoffverbrauch: ∼ 75 kg pro 100 kg Erzeugung.
Badtiefe: 2,5 cm.

#### Berechnung des Treppenrostgenerators für Mittelgries.

Pro Stunde werden 75 × 5 = 375 kg Kohle vergast. Da auf 1 qm freier Rostfläche stündlich 60 kg Kohle verbraucht werden, wird man pro Ofen rund 6 qm freie Rostfläche benötigen. Der Treppenrost soll zehn Treppen von je 100 mm freier Höhe und eine Breite von 400 mm, demnach eine Fläche von 10 × 0,1 × 0,4 = 0,4 qm haben.

Der unterhalb liegende Planrost hat dieselbe Breite und eine Tiefe von 400 mm, somit eine totale Rostfläche von 0,4 × 0,4 = 0,16 qm und eine freie Rostfläche von 0,16 × 0,4 = 0,064 qm. Die freie Rostfläche für eine Rostbreite von 400 mm wird demnach 0,464 qm sein, d. h. wir werden rund 12 Treppenreihen von 400 mm Breite für die Erlangung einer Gesamtrostfläche (freie) von 6 qm anordnen müssen. Der Generator erhalte drei Rostplatten nebeneinander, somit eine Breite von 1,2 m.

Da es sich um einen doppelten Gaspuddelofen handelt, werden vier Generatoren aufgestellt werden müssen.

## Berechnung der stündlich entwickelten Generatorgasmenge.

Die Generatorgase enthalten ca. 6,4 Gewichtsprozent $CO_2$ und ca. 25,6 Gewichtsprozent CO.

Das Gewichtsverhältnis der beiden Gase in aus 100 kg Kohle entstandenen Generatorgasen wird sein:

In 100 kg Gas seien 6,4 kg $CO_2$, enthalten 1,74 kg C
und 25,6 kg CO, „ 10,98 „ „

Es sollten daher 100 kg Generatorgas 12,72 kg C führen.

Da die Kohle 72,95 % C enthält, so müßten aus 100 kg Kohle $\frac{72,95}{12,72} \times 100 =$ ca. 573 kg Generatorgas entwickelt werden.

Nimmt man an, daß von den 72,95 kg C der 100 kg Kohle 9,75 kg zu $CO_2$ und 63,20 kg zu CO verbrennen, so werden die entstehenden Generatorgase folgende Zusammensetzung haben.

| | 100 kg Kohle | verbrennen mit | | verbrennen zu: | | | | | | Summa |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | O | N | $CO_2$ | CO | H | $H_2O$ | O | N | |
| C | 72,95 | 26,00<br>84,26 | 86,96<br>281,99 | 9,75 | 63,20 | — | — | — | 368,95 | 441,90 |
| H | 4,25 | — | — | — | — | 3,07 | 1,19 | — | — | 4,26 |
| O | 9,48 | — | — | 26,00 | 84,26 | — | 9,48 | — | — | 119,74 |
| N | 0,98 | — | — | — | — | — | — | — | 0,98 | 0,98 |
| $H_2O$ | 11,81 | — | — | — | — | — | 11,81 | — | — | 11,81 |
| Asche | 0,53 | — | — | — | — | — | — | — | — | — |
| Sa. | 100,00 | 110,26 | 368,95 | 35,75 | 147,46 | 3,07 | 22,48 | — | 369,93 | 578,69 |
| | | | | | | | | | Asche | 0,52 |
| | | | | | | | | | | 579,21 |

| | | |
|---|---|---|
| $CO_2$ | 35,75 kg | 6,4 % |
| CO | 147,46 „ | 25,6 „ |
| $H_2$ | 3,07 „ | 0,6 „ |
| $H_2O$ | 22,48 „ | 3,9 „ |
| $N_2$ | 369,93 „ | 63,5 „ |
| Sa. | 578,69 kg | 100,0 %. |

Das Volumen der Generatorgase ist =

| | 100 kg Gase | 1 cbm wiegt: | 1 cbm Gase | verbrannt mit: O (in Kilogramm) | N | verbrannt zu: $CO_2$ (in Kilogramm) | $H_2O$ | N | Luftüberschuß | Summe |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $CO_2$ | 6,4 | 1,966 | 3,26 | — | — | 6,4 | — | — | — | 6,4 |
| CO | 25,6 | 1,251 | 20,20 | 13,7 | 45,82 | 39,3 | — | 45,82 | 5,95 | 91,07 |
| $H_2$ | 0,6 | 0,090 | 6,66 | 4,8 | 16,08 | — | 5,4 | 16,08 | 2,09 | 23,57 |
| $H_2O$ | 3,9 | 0,804 | 4,87 | — | — | — | 3,9 | — | — | 3,9 |
| $N_2$ | 63,5 | 1,255 | 50,05 | — | — | — | — | 63,5 | — | 63,5 |
| Se: | 100,0 | 1,180 | 85,04 | 18,5 | 61,90 | 45,7 | 9,3 | 125,40 | 8,04 | 188,44 |

Da 100 kg Kohle 578,7 kg Gase entwickeln und 100 kg Generatorgase 85,04 cbm entsprechen, so wird das aus 100 kg Kohle erzeugte Gasquantum ein Volumen von $5,787 \times 85,04 = 492,13$ cbm einnehmen. In einer Stunde, d. i. pro Charge, werden 375 kg Kohle vergast, und wird deshalb das pro Stunde entwickelte Gasquantum $3,75 \times 492,13 = 1845$ cbm betragen. In der Sekunde werden $\frac{1845}{3600} = 0,51$ cbm aus den Generatoren entweichen.

## Gaskanäle.

Die Temperatur, mit welcher die Gase aus dem Generator austreten, sei 400° C; somit wird das Volumen der aus den Generatoren abziehenden Gase $0,51 \times 2,468 = 1,259$ cbm betragen.

Da wir vier Generatoren benötigen, so werden aus einem Generator pro Sekunde 0,315 cbm entweichen. Die Geschwindigkeit der Gase an dieser Stelle sei 1 m, folglich ist der Querschnitt des Gasanschlußkanales an den Gashauptkanal auch gleich 0,315 qm, d. h. er hat eine Höhe = 0,64 m und eine Breite = 0,50 m.

Im Hauptkanale sind die Gase bereits auf 300° C abgekühlt, daher das Gesamtvolumen des aus sämtlichen Generatoren ausströmenden Gases $0,51 \times 2,101 = 1,07$ cbm sein wird.

Die Geschwindigkeit im Regeneratorhauptkanal werde zu 1,2 m angenommen; dann wird der Querschnitt des Hauptkanales $\frac{1,07}{1,20} = 0,89$ qm betragen, d. h. der Kanal wird eine Höhe = 1,2 m und eine Breite = 0,75 m haben.

### Berechnung der Umsteuerungsvorrichtung.

Es sei eine Glockenumsteuerung zur Anwendung gekommen.

Die Gase gelangen mit einer Temperatur von 160° C in den Umsteuerungsapparat. Das sekundliche Volumen derselben wird daher sein: $0,51 \times 1,59 = 0,81$ cbm. Die Geschwindigkeit der Gase in der Umsteuerung sei 3,5 m, daher die Fläche des Quadranten der Glocke $= 0,81 : 3,5 = 0,23$ qm oder die Fläche der Glocke = 0,92 qm; das ergibt einen Durchmesser D = 1,10 m.

Die für die Verbrennung der Generatorgase nötige Luftmenge berechnet sich pro Sekunde mit 0,375 cbm, und zwar brauchen 100 kg Gase 80,4 kg Luft.

100 kg Kohle geben $\backsim$ 578,7 kg Gase, 375 kg stündlich verbrannter Kohle geben $3,75 \times 578,7 = 2170$ kg Gase.

Da für 100 kg Gase 80,4 kg Luft erforderlich sind, so wird das Gewicht der gesamten in der Stunde entwickelten Luftmenge $21,7 \times 80,4 = 1745$ kg betragen. 1 cbm Luft wiegt bekanntlich 1,293 kg, somit wird das Volumen dieses Luftquantums $1742 : 1,293 = \backsim 1350$ cbm ausmachen. In der Sekunde werden $1350 : 3600 = 0,375$ cbm angesaugt.

Die Temperatur der angesaugten Luft betrage 20° C. Das Volumen derselben bei dieser Temperatur sei gleich $0,375 \times 1,07 = \backsim 0,4$ cbm. Die Luftglocke könnte demnach kleiner gemacht werden als die Gasglocke. Es ist jedoch besser, wenn keine Schieber vorgesehen sind, gleiche Dimensionen anzuwenden, weil andernfalls durch die Luftregeneratoren weniger Verbrennungsgase treten würden als durch die Gasregeneratoren, und weil gleichzeitig die Konstruktion der Umsteuerungsvorrichtung einfacher wird.

Der Durchmesser der Luftglocke betrage 1,1 m.
Die Fläche sei = 0,92 qm.
Die Fläche des Quadranten = 0,23 qm.

Die Geschwindigkeit der Luft $= \frac{0,4}{0,23} = 1,74$ m.

## Berechnung der Verbindungskanäle zwischen Umsteuerungsapparat und Regeneratoren.

Die Zunahme der Temperatur wird hier geringer sein als bei Martinöfen, weil die am Herde vorherrschende Temperatur jene des Martinofenherdes nicht erreicht.

Die Wege werden ebenfalls kürzer sein, als dies bei Martinöfen mit stehenden Regeneratoren der Fall ist, weil Springer bei seinem Ofen liegende Regeneratoren anwendet.

Die Temperaturerhöhung der beiden Medien auf diesen Wegen können daher angenommen werden:

für Gas: von 160° C auf 240° C,
„ Luft: „ 20° C „ 100° C.

Die Volumina sind demnach:

für Gas: $0,51 \times 1,88 = 0,96$ cbm,
„ Luft: $0,375 \times 1,367 = \sim 0,51$ „

Wird die Geschwindigkeit des Gases an dieser Stelle des Ofens mit 2,5 m in Rechnung gesetzt, so ergibt sich für den Gaskanal eine Querschnittsfläche von 0,385 qm oder eine Höhe = 0,64 m und eine Breite = 0,61 m.

Die Dimensionen des Luftkanales sollen mit Rücksicht auf das Durchstreichen der Verbrennungsprodukte vom Luftregenerator zum Schornstein jenen des Gaskanales gleich gemacht werden. Auch hier ist eine Regulierung mit Schieber möglich.

## Berechnung des Herdraumes.

Die zulässige Tiefe des Bades war zu 2,5 cm gewählt.

Das Verhältnis der Länge (L) zur Breite (B) des Herdes sei 0,90.

Das spezifische Gewicht des Eisens werde mit 7,5 in Rechnung gestellt.

Dann erhält man die Fläche des Herdes zu:

$$L_1 \times B_1 = \frac{0,5}{7,5 \times 0,025} = 2,660 \text{ qm.}$$

Hierzu kommen die von den Herdeisen weggenommenen Ecken mit $= 0,810$ qm. Auch müssen die Herdeisen ringsherum mit Schlacke bedeckt werden, und sei daher angenommen, daß die Herdeisen von einer 100 mm starken Schlackenschicht auf ihrer Gesamtlänge von ca. 5,0 m umgeben wären $= 0,500$ qm.

Die gesamte Herdfläche innerhalb der beiden Seitenmauern stellt sich demnach auf $2,66 + 0,81 + 0,5 = 3,970$ qm.

Nun ist $\frac{L}{B} = 0,9$, daher $L = 0,9\,B$ und $L \times B = 0,9\,B^2$.

$L \times B$ war aber $= 3,97$ qm, so daß man auch setzen kann

$0,9\,B^2 = 3,97$ qm; woraus folgt $B = \sqrt{\frac{3,97}{0,9}} = \sqrt{4,4} = 2,10$ m.

Demnach wird $L = 0,9 \times 2,10 = 1,89$ m.

Von den beiden Herden wird jeder einzelne diese Größe erhalten. Zwischen den Herden wird eine Feuerbrücke von 320 mm Ziegelstärke aufgeführt.

Es handelt sich jetzt darum, das Volumen des Herdraumes festzustellen.

Die freie Fläche des Herdes wird gleich sein der Gesamtfläche abzüglich der von den Herdeisen und deren Schlackenschutz eingenommenen Flächenteile, d. i.

$$3,97 - (0,81 + 0,5) = 2,66 \text{ qm, rund } 2,7 \text{ qm.}$$

An Verbrennungsprodukten werden auftreten 45,7 kg $CO_2$, 9,3 kg $H_2O$ und 125,4 kg $N_2$, zusammen 180,4 kg Verbrennungsprodukte aus 100 kg Generatorgas.

Zu diesen Verbrennungsprodukten werden noch ca. 30 % Luftüberschuß hinzukommen, so zwar, daß die Essengase folgende Zusammensetzung haben müssen:

45,4 kg $CO_2$,
9,1 „ $H_2O$,
125,3 „ $N_2$,
18,6 „ $N_2$ (Luftüberschuß),
5,3 „ $O_2$ „

203,7 kg Essengase.

100 kg Kohle geben 578,7 kg Generatorgase von einem Volumen = 492,1 cbm.

In der Stunde werden 375 kg Kohle vergast und daher 3,75 × 578,7 = 2170 kg Generatorgase entwickelt.

100 kg Generatorgase liefern 204,6 kg Essengase, weshalb in einer Stunde 21,7 × 203,7 = ∼ 4420 kg Essengase aus dem Ofen austreten müssen.

Zu diesen Essengasen treten noch die aus dem Bade entwickelten Gase, und zwar $CO_2$ und $SO_2$.

Das Roheisen enthält:

C = 3,65 % und
S = 0,04 %

Das Puddling- oder Puddeleisen enthielt:

C = 0,25 % und
S = 0,02 %

Der Abbrand stellt sich auf ca. 4 %.

| | Im Roheisen 500 kg | Im Puddeleisen 480 kg | In die Gase gehen: | Sauerstoff aus der Schlacke | Sauerstoff aus der Luft | $CO_2$ | $SO_2$ | $N_2$ | Summe |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| C | 18,25 | 1,20 | 17,05 | 22,7 | 22,75 | 62,50 | — | 76,10 | 138,60 |
| S | 0,20 | 0,10 | 0,10 | 0,10 | — | — | 0,20 | — | 0,20 |

Zu den 4420 kg Essengas treten demnach noch:

62,50 kg $CO_2$,
0,20 „ $SO_2$,
76,10 „ $N_2$.

138,80 kg Zuschuß aus den Einsatze.

Die 4420 + 138,8 = 4558,8 kg Essengase, welche in einer Stunde entwickelt werden, haben demnach eine Zusammensetzung von:

| Aus den Generatorgasen | | Aus dem Einsatze | Summa. |
|---|---|---|---|
| $CO_2$ | 987 kg | 62,5 kg | 1049,5 kg |
| $H_2O$ | 210 „ | — „ | 210,0 „ |
| $N_2$ | 3102 „ | 76,1 „ | 3178,1 „ |
| $O_2$ | 121 „ | — „ | 121,0 „ |
| $SO_2$ | — „ | 0,2 „ | 0,2 „ |
| Summe | 4420 kg | 138,8 kg | 4558,8 kg |

Das Volumen der Essengase wird sein:

| | In kg | Gewicht pro 1 cbm | In cbm | Volumenprozent |
|---|---|---|---|---|
| $CO_2$ | 1049,5 | 1,966 | 534,0 | 15,3 |
| $H_2O$ | 210,0 | 0,804 | 262,0 | 7,5 |
| $N_2$ | 3178,1 | 1,255 | 2630,0 | 74,8 |
| $O_2$ | 121,0 | 1,430 | 85,5 | 2,4 |
| $SO_2$ | 0,2 | 2,863 | 0,1 | — |
| Summe | 4558,8 | 1,300 | 3511,6 | 100,0 |

Da in der Stunde 3511,6 ∾ 3512 cbm Essengase entwickelt werden, so müssen pro Sekunde rund $\frac{3512}{3600} = 0{,}97$ ∾ 1 cbm den Herd passieren.

Wird hier die Aufenthaltszeit mit einer Minute und die Herdtemperatur mit 1500° C angesetzt, so wird das Herdvolumen 6,5 cbm sein müssen. Da die Generatorgase in einem Vorraume des Herdes verbrennen, sei auch dieser Vorraum dem Herdraume zugezählt. Der Vorraum hat eine Länge von beiläufig 1,25 m bei gleicher Breite, somit eine Fläche von 1,57 qm.

Die Gesamtherdfläche ist daher:

| | |
|---|---|
| Erster Vorraum | 1,57 qm, |
| „ Herd | 2,70 „ |
| Zwischenbrücke | 0,40 „ |
| Zweiter Herd | 2,70 „ |
| „ Vorraum | 1,57 „ |
| Zusammen | 8,94 qm, rund 9 qm. |

Die mittlere Höhe des Gewölbes über dem Herde rechnet sich daher mit $\frac{6{,}5}{9{,}0} = 0{,}72$ m.

### Berechnung der Dimensionen des Brenners.

Generatorgase und Luft treten durch einen Schlitz von der Breite des Vorraumes in den Brenner.

In der Sekunde treten 0,51 cbm Generatorgas (bei 0° Temperatur) ein, welche 0,41 Luft (inkl. 10 % Luftüberschuß) zu ihrer vollständigen Verbrennung benötigen.

Die Temperatur des Gases sei 700° C,
" " " Luft " 800° C.

Die beiden vorgenannten Volumina werden sich daher entsprechend der höheren Temperatur ändern, und zwar:

$$\text{Gas} = 0{,}51 \times 3{,}569 = 1{,}82 \text{ cbm.}$$
$$\text{Luft} = 0{,}41 \times 3{,}936 = 1{,}62 \text{ "}$$

Die Geschwindigkeit des Gases und der Luft darf bei Anwendung von Vorräumen in den Schlitzen nicht so bedeutend sein als bei Martinöfen, in denen Gas und Luft im Herdraume am Bade erst verbrennen sollen und deshalb auf das Bad niedergedrückt werden müssen.

Eine Geschwindigkeit von 6 m wird hier vollkommen genügen.

Da die Breite des Verbrennungsraumes bezw. die Länge der Schlitze ca. 1,25 m beträgt, so berechnet sich ihre Breite mit:

$$\text{Gas:} \frac{1{,}82}{6 \times 1{,}25} = 0{,}22 \sim 0{,}25 \text{ m,}$$

$$\text{Luft:} \frac{1{,}62}{6 \times 1{,}25} = \text{rund } 0{,}22 \text{ m.}$$

Die Dimensionen der Schlitze sind somit:

für Gas: $1{,}25 \times 0{,}25$ m = 0,3125 qm,
" Luft: $1{,}25 \times 0{,}22$ " = 0,275 "

Es wäre jetzt zu untersuchen, ob bei der Verbrennung der Generatorgase unter den vorgegebenen Verhältnissen die für den Prozeß nötige Temperatur erzielt werden kann.

Durch Verbrennung werden entwickelt:

$CO$ $25{,}6 \times 2403 = 61517 \sim 62000$ Kalorien,
$H_2$ $0{,}6 \times 29000 =$ 17400 "

in Summa 79400 Kalorien.

Die Generatorgase bringen mit:

| | | spez. W. | W.-Kap. |
|---|---|---|---|
| $CO_2$ | 6,4 kg | × 0,217 = | 1,39 |
| CO | 25,6 „ | × 0,245 = | 6,28 |
| $H_2$ | 0,6 „ | × 3,409 = | 2,04 |
| $H_2O$ | 3,9 „ | × 0,480 = | 1,87 |
| $N_2$ | 63,5 „ | × 0,244 = | ∾ 15,60 |
| | 100,0 kg | | 27,18 Kalorien. |

Die Generatorgase treten auf 700° C. temperiert in den Verbrennungsraum ein.

27,18 × 700 = ∾ 19000 Kalorien,

Die Verbrennungsluft bringt mit:

88,04 × 0,239 × 800 = ∾ 16830 „

Pro 100 kg Generatorgase disponible Wärmemenge = 115320 Kalorien.

Die Wärmekapazität der Verbrennungsprodukte inkl. Luftüberschuß berechnet sich folgendermaßen:

In einer Stunde werden entwickelt:

2170,0 kg Generatorgas,
4558,8 „ Verbrennungsprodukte

oder pro 100 kg Generatorgase 209 kg Verbrennungsprodukte folgender Zusammensetzung:

| | | spez. W. | W.-Cap. |
|---|---|---|---|
| $CO_2$ | 48,0 kg | × 0,217 = | 1,04 |
| $H_2O$ | 9,6 „ | × 0,480 = | 4,61 |
| $N_2$ | 146,0 „ | × 0,244 = | 35,62 |
| $O_2$ | 5,4 „ | × 0,218 = | 1,18 |
| | | | 42,45 |

Demnach die entwickelbare Temperatur:

$$\frac{115320 \text{ Kal.}}{42{,}45 \text{ W.-Kap.}} = 2712^{\circ} \text{ C.}$$

### Berechnung der Generatoren.

Das sekundliche Gasquantum von 0,51 cbm (bei 0° Temperatur) soll von 300° C auf 700° C erwärmt werden, die 0,41 cbm Luft von 200° C auf 800° C.

Die Umsteuerung findet jede Stunde einmal statt. Das während eines Umsteuerungsintervalles zu erwärmende Gasquantum ist gleich

$$0{,}51 \times 3600 = 1836 \backsim 1840 \text{ cbm},$$

Das Luftquantum: $0{,}41 \times 3600 = 1476 \backsim 1480$ „

Die Wärmekapazitäten sind:

für 100 kg Generatorgas 27,18 Kalorien,
„ 100 „ Luft 23,90 „

Da 100 kg Generatorgas 85,04 cbm entsprechen, so werden obige 1840 cbm Gas 2160 kg wiegen.

Das zugehörige Luftquantum wiegt:

$$1480 \times 1{,}293 = 1913 \sim 1920 \text{ kg}.$$

Die von den Gasen mitgenommene Wärmemenge ist daher:

$$21{,}60 \times 27{,}18 \times 400^{0} \text{ C} = 234\,835 \sim 235\,000 \text{ Kalorien}.$$

Die von der Sekundärluft dem Regenerator entzogene Wärme ist gleich:

$$19{,}20 \times 23{,}90 \times 600^{0} \text{ C} = 275\,328 \sim 275\,000 \text{ Kalorien}.$$

Zusammen werden daher Gas und Luft:

$$\sim 235\,000 + 275\,000 = 510\,000 \text{ Kalorien mitnehmen.}$$

---

Es handelt sich jetzt um die Frage, was können die Verbrennungsprodukte liefern?

In einer Stunde werden 4558,8 kg Essengase in die Regenerator gelangen.

Die Wärmekapazität dieser Verbrennungsprodukte ist:

pro 209 kg = 42,45 Kalorien,
„ 1 „ = 0,203 „

Die Gase werden mit ca. 1200° C in den Regenerator eintreten und werden ihn mit ca. 400° C verlassen. Die zurückgelassene Wärmemenge ist daher gleich:

$$4558{,}8 \times 0{,}202 \times (1200 - 400) = 736\,700 \text{ Kalorien}$$

und dürfte also gerade hinreichen, um die vorangenommene Erwärmung von Gas und Luft zu bewirken.

Zur Aufspeicherung der vorberechneten Wärmemengen wird man bei einer Temperaturabnahme des Ziegelgitterwerkes

von 100° C während zweier Umsteuerungen folgende Gitterwerksgewichte benötigen:

für den Gasregenerator:

$$235\,000 = Q_g \times 0{,}23 \times 100; \text{ daraus}$$

$$Q_g = \frac{235\,000}{0{,}23 \times 100} = \sim 10\,217 \sim 10\,000 \text{ kg},$$

für den Luftregenerator:

$$275\,000 = Q_l \times 0{,}23 \times 100; \text{ daraus}$$

$$Q_l = \frac{275\,000}{23} = 11\,956{,}5 \backsim 12\,000 \text{ kg}.$$

1 cbm Ziegelgitterwerk wiege 1800 kg, daher werden für den Gasregenerator, $\frac{10\,000}{1800} = 5{,}56$ cbm und $\frac{12\,000}{1800} = 6{,}66$ cbm für den Luftregenerator erforderlich sein.

Die Aufenthaltszeit des Gases im Regenerator betrage fünf Sekunden, jene der Luft sechs Sekunden.

Die mittleren Temperaturen der beiden Medien im Regenerator werden sein:

für Gas: $\frac{300 + 700}{2} = 500^{\circ}$ C,

für Luft: $\frac{200 + 800}{2} = 500^{\circ}$ C.

Die Volumina:

| | |
|---|---|
| 0,51 cbm bei 0° Temperatur pro Sekunde. | 0,41 cbm bei 0° Temperatur pro Sekunde. |
| 1,45 cbm bei 500° Temperatur pro Sekunde. | 1,17 cbm bei 500° Temparatur pro Sekunde. |

Das freie Volumen der Regeneratoren wird daher für Gas = 7,25 cbm und für Luft = 7,02 cbm sein.

Die Regeneratorkammern sollten somit einen freien Inhalt haben:

für Gas = 5,56 + 7,25 = 12,81 cbm,
„ Luft = 6,65 + 7,02 = 13,67 „

Die Regeneratoren mögen liegender Bauart sein.

Die Länge der Regeneratoren sei ebenfalls verschieden. Die außenliegenden Luftregeneratoren dürfen länger sein, weshalb es sich empfehlen dürfte, die Volumendifferenz durch die Längendifferenz bei gleichem Querschnitte zu erreichen.

Der Querschnitt sei $1{,}5 \times 1{,}0$ m, dann wird die Länge des Gasregenerators rund 8,5 m und die des Luftregenerators rund 9,0 m sein.

Berechnet man die Regeneratoren auf die im zweiten Teile angegebene Weise, so erhält man:

für die Gasregeneratoren ein:

Regeneratorvolumen $= 6 \times 0{,}51 \times 4 = 12{,}24$ cbm,
Gitterwerksgewicht $= 2850 \times 0{,}51 \times 4 = 5814 \sim 5800$ kg,
Gitterwerksvolumen $= 3{,}22$ cbm,
Freies Regeneratorvolumen $= 12{,}24 - 3{,}22 = \sim 9{,}0$ cbm,
Aufenthaltszeit $= \frac{9{,}0}{1{,}45} = 6{,}2$ Sekunden;

für die Luftregeneratoren ein:

Regeneratorvolumen $= 6 \times 0{,}41 \times 6 = 14{,}76$ cbm,
Gitterwerksgewicht $= 2850 \times 0{,}41 \times 6 = 7011$ kg,
Gitterwerksvolumen $= 3{,}9$ cbm,
Freies Regeneratorvolumen $= 14{,}75 - 3{,}9 = 10{,}85$ cbm,
Aufenthaltszeit $= \frac{10{,}85}{1{,}17} = 9{,}26 \backsim 9{,}3$ Sekunden.

Die Wärmekapazitäten verhalten sich im vorliegenden Falle wie 27 (Gas) zu 24 (Luft), während sie sich bei obenstehenden in die Rechnung eingeführten Werten wie 100 : 190 verhielten; das Volumen des Luftregenerators darf demzufolge kleiner gemacht werden, und zwar wird man unter Beibehaltung des Gitterwerksgewichtes nur das freie Volumen ändern. Da die Wärmekapazitäten gleich groß sind, sollen auch die gleichen Aufenthaltszeiten, und zwar 6,4 Sekunden angenommen werden, woraus sich die freien Regeneratorvolumina folgern für:

Gas $= 9{,}0$ cbm und Luft $= 7{,}5$ cbm.

Die totalen Regeneratorvolumina werden dann sein:

für Gas $= 12{,}24$ cbm und Luft $= 11{,}40$ cbm,

d. h. nahezu gleich; wir können deshalb die Regeneratorkammern gleich groß ausführen.

Das Gewicht des Gitterwerkes darf man ebenfalls größer nehmen, als es die zweite Berechnung ergab; doch wird das

Gewicht von 5800 bezw. 700 kg in den Fällen, wo unsere Annahmen zutreffen, gleichfalls genügen.

### Berechnung der Verbindungskanäle zwischen den Regeneratoren und der Umsteuerung.

Die Verbrennungsprodukte treten mit 400° C aus den Regeneratoren aus, und zwar verläßt in der Sekunde beide Regeneratoren 1 cbm. Das Volumen bei der vorherrschenden Temperatur ist = 2,47 cbm.

Die Geschwindigkeit in den Kanälen soll 3 m betragen; somit würde sich der Querschnitt der beiden Kanäle zusammen auf 0,82 qm stellen.

Es sollen jetzt dieselben Dimensionen für die Generatorgas- und Luftmengen, welche die Kanäle in entgegengesetzter Richtung passieren, gerechnet werden.

Die höchste Temperatur der Gase in den Kanälen sei = 300° C, die der Luft 200° C. Die Volumina pro Sekunde bei diesen Temperaturen würden sein für:

$$\text{Gas} = 0{,}51 \times 2{,}10 = 1{,}07 \text{ cbm},$$
$$\text{Luft} = 0{,}41 \times 1{,}73 = 0{,}71 \quad \text{„}$$

Danach müßte bei gleicher Geschwindigkeit von Luft und Gas der Luftkanal einen kleineren Querschnitt bekommen. Da jedoch für die Erwärmung der Luft eine größere Wärmemenge nötig ist, so sollte man trachten, mehr Gase durch den Luftregenerator zu ziehen. Dies würde geschehen können, wenn man den Verbindungskanal für die Luft entsprechend größer als jenen für Gas machen und keine Schieber in den Kanälen anordnen würde. Da aber die Differenz in der Wärmemenge nicht sehr bedeutend (275 000 — 235 000 Kalorien) ist, dürfte sie bereits in den Regeneratoren vollkommen ausgeglichen werden; man darf also die Querschnitte der Kanäle ruhig gleich groß machen.

Der Querschnitt soll jetzt an Hand der Generatorgasmenge bestimmt werden.

Die Geschwindigkeit des Gases sei = 3 m in der Sekunde, die Fläche des Querschnittes: $\frac{1{,}07}{3} = 0{,}36$ qm, die Quer-

schnittsdimensionen: 680 × 530 mm, die Geschwindigkeit der Essengase in diesen Kanälen wird sein: $\frac{2,47}{0,72} = 3,4$ m, also ziemlich hoch. Da aber diese Geschwindigkeit nur unmittelbar hinter dem Regenerator vorherrschen und rasch abnehmen wird, so kann man die gewählten Dimensionen beibehalten.

### Berechnung des Fuchses und Schornsteines.

In der Sekunde werden 1 cbm Essengase von 0° Temperatur abzusaugen sein.

Die Temperatur im Fuchse beträgt 300° C, das Essengasvolumen bei dieser Temperatur 2,10 cbm.

Die Geschwindigkeit der Gase sei 3 m, die Querschnittsfläche ist demnach = 0,7 m. Daraus ergibt sich die Höhe zu 930 mm und die Breite zu 750 mm.

Die Dimensionen des Schornsteines ergeben sich auf Grund der Tatsache, daß auf dem Roste in der Stunde 375 kg Kohle vergast werden, nach Prechtls vervollständigter Tabelle auf Seite 208 und 209 mit einer:

Höhe = 33,0 m
einem D = 1,9 „ }
und einem d = 1,26 „ } 1,58 m (vgl. Fig. 6).

---

Es wäre festzustellen, ob die Esse für den Betrieb des Puddelofens ausreichen wird.

Es sei: $p_1$ = dem Gewicht der inneren Gassäule,
$p$ = „ „ „ äußeren Luftsäule.

Das Volumen der Gassäule ist = 1,96 × 33 = 64,7 cbm, die Dichte der Luft bei 260° C = 0,66, dann folgt:

$$p_1 = 64,7 \times 0,66 = 42,7 \text{ kg},$$
$$p = 64,7 \times 1,293 = 83,7 \text{ „}$$
$$p - p_1 = 83,7 - 42,7 = 41,0 \text{ kg}.$$

Daraus h gerechnet, ergibt:

$$\frac{41}{1,96 \times 1,293} = \frac{41}{2,53} = 16,2$$

$$v = \sqrt{2\,g \cdot h} = \sqrt{19,62 \times 16,2} = \sqrt{318} = 17,8 \text{ m}.$$

Die wirkliche Geschwindigkeit $= \sim 6{,}0$ m.

Der Essenzug: $1{,}96 \times 6{,}0 = 11{,}76$ cbm.

Der Essenzug ist demnach so groß, daß er das sechsfache Gasquantum zu bewältigen vermag, und dürfte genügen.

Nach der erweiterten Prechtlschen Tabelle würde ein Schornstein von obigen Abmessungen 1,927 cbm Gase eines Regenerativgasofens ableiten. An Verbrennungsprodukten sind im vorliegenden Falle in der Sekunde bei 260° C Temperatur 1,95 cbm vorhanden.

### d) Vorrollofen, System C. W. Bildt mit Rekuperator[1]).

Der Vorrollofen werde mit Braunkohle betrieben, und soll der Brennstoff in an den Ofen angeschlossenen Generatoren vergast werden. Die Sekundärluft trifft über der Feuerbrücke mit dem Gase zusammen und wird in einem unterhalb der Herdsohle liegenden Rekuperator vorgewärmt.

Die Primärluft wird unter dem Rost mittels Dampfstrahlgebläses eingeführt.

Die zu erhitzenden Blöcke haben eine Querschnittseitenlänge von 200 mm, eine Länge von 1,3 m und werden kalt eingetragen.

Der Ofen liefere in 24 Stunden 600 q bei $= 2{,}0\,\%$ Abbrand.

Der Kohlenaufwand sei $= 72$ q in 24 Stunden; das wären 12 kg Kohle pro 100 kg Einsatz.

Die Erzeugung in 24 Stunden beträgt 588 q.

### Berechnung der Größe des Generatorrostes und der Generatorgasmenge.

Brennstoffverbrauch in der Stunde 300 kg.

Auf dem Quadratmeter Rostfläche werden in der Stunde 90 kg vergast. Die Fläche des Rostes muß demnach $\frac{300}{90} = 3{,}3$ qm betragen.

Verfeuert werde Mittelgries auf einem Treppenroste. Die Gesamtbreite des Treppenrostes sei 2,0 m, die Höhe 1,5 m.

---

1) Stahl und Eisen, 1891, S. 558.

Unter dem Treppenroste liege ein Planrost von 2,0 m Breite und 0,6 m Länge. Der Neigungswinkel des Treppenrostes sei 36°.

Die Kohle setzt sich aus 56,73 C, 3,97 H, 16,78 O, 0,76 N, 10,78 $H_2O$ und 10,98 Asche zusammen; sie liefere ein Gas, welches ca. 2,0 % $CO_2$ enthalte.

An Rostdurchfall, bestehend aus 32,50 % Kohlenstoff, 63,00 % Asche und 4,50 % Wasser, erhält man 16 %.

Pro 100 kg Kohle werden sich daher folgende Rostdurchfallmengen ergeben: Kohlenstoff 5,2 kg, Asche 10,1 kg und Wasser 0,7 kg[1]), zusammen 16,0 kg.

Der Vergasung werden zugeführt:

Kohlenstoff 56,73 — 5,2 = 51,53 kg,
Wasserstoff . . . . = 3,97 „
Sauerstoff . . . . . = 16,78 „
Stickstoff . . . . . = 0,76 „
Hygroskopisches Wasser = 10,78 „
Asche . . 10,98 — 10,1 = 0,88 „ [2])
Summa 84,70 kg.

| | In 100 kg Kohle zur Vergasung | Benötigen | | Verbrennen zu | | | In Abzug zu bringen | | Generatorgase |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | O | N | CO | $H_2O$ | N | O | N | |
| C | 51,53 | 68,6 | 229,77 | 120,13 | — | 229,77 | — | — | CO = 120,13 |
| H | 3,97 | 31,76 | 106,38 | — | 35,73 | 106,38 | 16,78 | 56,51 | $H_2O$ = 36,61 |
| O | 16,78 | — | — | — | — | — | — | — | N = 280,40 |
| | | | | | | | | | Luftbedarf: |
| N | 0,76 | — | — | — | — | 0,76 | — | — | O = 83,58 |
| $H_2O$ | 0,88 | — | — | — | 0,88 | — | — | — | N = 279,64 |
| | | | | | | | | | Luft = 363,22 |

[1]) Der Wassergehalt des Rostdurchfalles kommt vom Abspritzen desselben.

[2]) Ein Teil des Aschengehaltes der Kohle wird beim Abspritzen des Rostdurchfalles weggetragen, einen weiteren Teil nehmen die Gase in den Ofen mit. Bei der Berechnung dürfte es nicht erforderlich sein, den Aschengehalt (0,88 kg pro 100 kg Kohle), welchen die Gase mitnehmen, zu berücksichtigen.

Da die Gase ca. 2,0 % $CO_2$ enthalten sollen, so werden pro 100 kg Kohle ca. 9 kg $CO_2$ in den Gasen zu finden sein.

Die Zusammensetzung der Gase ist somit:

| | | |
|---|---|---|
| $CO_2$ = | 9,00 kg, | 2,00 Gewichtsprozent, |
| $CO$ = | 114,40 „ | 25,50 „ |
| $H_2O$ = | 36,61 „ | 7,96 „ |
| $N_2$ = | 291,35 „ | 64,54 „ |
| Summa: | 451,36 kg. | 100,00 Gewichtsprozent. |

Der Luftbedarf pro 100 kg Kohle stellt sich auf:

Sauerstoff = 86,85 kg,
Stickstoff = 290,95 „
Zusammen Luft = 377,80 kg [1]).

Das Volumen der Gase, welches 100 kg Kohle entstammt, wird sein:

$CO_2$ = 9,00 kg : 1,966 = 4,58 cbm
$CO$ = 114,40 „ : 1,251 = 91,40 „
$H_2O$ = 36,61 „ : 0,804 = 45,50 „
$N_2$ = 291,35 „ : 1,255 = 232,21 „
Summa: 373,69 cbm ∾ 373,7 cbm.

1 cbm der Generatorgase wird wiegen: 1,212 kg.

Die Generatorgase sollen vollständig verbrennen. Da angenommen ist, daß der Wasserstoff der Kohle bei der Vergasung zu Wasser verbrannte, so wird nur mehr CO zu $CO_2$ verbrennen können.

Die 114,4 kg CO werden zu ihrer vollständigen Verbrennung 65,3 kg O benötigen, welche mit 218,70 kg N 284,0 kg atmosphärische Luft ergeben.

Die Verbrennungsgase sind wie folgt zusammengesetzt:

$CO_2$ = 188,7 kg : 1,966 = 96,0 cbm,
$H_2O$ = 36,6 „ : 0,804 = 45,4 „
$N_2$ = 510,0 „ : 1,255 = 407,2 „
Summa: 735,3 kg : 1,340 = 548,6 cbm.

[1]) Da angenommen wurde, daß die Primärluft von einem Dampfstrahlgebläse dem Generator zugeführt wird, sollte auch noch jene Dampfmenge in Rechnung gezogen werden, welche zum Betriebe des Dampfstrahlapparates nötig ist. Vernachlässigt man diese Dampfmenge, so ergibt sich ein allerdings unbedeutender Fehler.

Es seien jetzt die für 100 kg Kohle erhaltenen Zahlen zusammengestellt. 100 kg benötigen:

377,8 kg = 293,0 cbm Primärluft,
womit 451,4 „ = 373,6 „ Generatorgase

erzeugt werden, welche an Sekundärluft

284,0 kg = 220,0 cbm verbrauchen und
735,3 „ = 548,6 ∾ 549,0 Verbrennungsprodukte liefern.

### Berechnung der Ofendimensionen.

In 24 Stunden werden 72 q Kohle verbrannt, somit in der Stunde 2 q und in der Minute 5 kg. Die Luft- und Gasvolumina in der Sekunde werden demnach sich stellen für:

| | | | |
|---|---|---|---|
| Primärluft | auf | 0,241 | cbm, |
| Generatorgas | „ | 0,313 | „ |
| Sekundärluft | „ | 0,183 | „ |
| Verbrennungsprodukte | | 0,458 | „ |

Die Temperaturen in den verschiedenen Teilen des Ofens sollen sein:

| | | |
|---|---|---|
| an der Feuerbrücke | 1400° | C, |
| am Herde | 1200° | „ |
| an der Eintragtür | 800° | „ |
| im Rekuperator | 600° | „ |
| beim Eintritt in die Esse | 300° | „ |

Die Länge des Herdes samt Rutschlänge sei 9,6 m.

Die Geschwindigkeit der Verbrennungsprodukte stelle sich im Flammloch auf 6 m pro Sekunde und nehme am Herde zur Eintragtür hin bis auf 1,5 m pro Sekunde ab.

Die Breite des Ofens ist = 2,0 m.

Es berechnen sich demnach die **Querschnittsflächen** für:

1. Das **Flammloch** zu

$$\frac{0{,}458 \times 6{,}138}{6} = 0{,}47 \text{ qm}.$$

Da die Breite des Ofens 2,0 m beträgt, würde die Flammlochhöhe mit 235 mm genügen; aus praktischen Gründen soll sie jedoch mit 250 mm ausgeführt werden.

2. Den Herdraum zu:

$$\frac{0{,}458 \times 5{,}40}{1{,}5} = 1{,}648 \text{ qm.}$$

Die Breite des Herdes wieder mit 2,0 m in Rechnung gesetzt, ergibt die Höhe des Raumes zu 0,825 m.

Die beiden Auflagen, auf denen die Blöcke abrutschen, seien mit 0,3 × 0,3 m dimensioniert. Der Raum, den sie im Querschnitte ausfüllen werden, ist 2 × 0,3 × 0,3 = 0,18 qm.

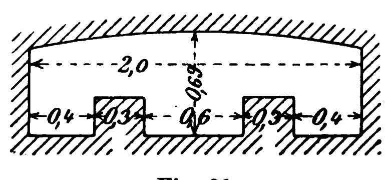


Fig. 26.

An der Eintragtür wird der Querschnitt des Herdes sein:

$$\frac{0{,}458 \times 3{,}936}{1{,}5} + 0{,}18 = 1{,}330 \text{ qm.}$$

Daraus berechnet sich die Höhe des Querschnittes mit ∾ 0,690 m (Fig. 26).

Im Abzugskanale werden wir eine größere Geschwindigkeit (2,5 m) geben, um die Gase möglichst rasch zum Rekuperator zu bringen.

Die Temperatur im Abzugskanal ist die mittlere Temperatur zwischen jener an der Einsatztür und der im Rekuperator, demnach 700° C.

Das sekundliche Gasvolumen an dieser Stelle wird sein: 0,458 × 3,569 = 1,635 cbm.

Die Querschnittsfläche des Abzugskanales wird $= \frac{1{,}635}{2{,}5} =$ 0,654 qm.

Die Länge des Querschnittes = 2,0 — (2 × 0,3 m) = 1,4 m.

Die Breite „ „ $= \frac{0{,}654}{1{,}4} = 0{,}466$ m.

## Berechnung des Rekuperators.

Eintrittstemperatur der Gase . . . = 600° C,
Austrittstemperatur „ „ . . . = 400° „
Mittlere Gastemperatur im Rekuperator = 500° „

Volumen der Gase bei dieser Temperatur:

$$0,458 \times 2,835 = \sim 1,3 \text{ cbm.}$$

Aufenthaltszeit der Verbrennungsprodukte im Rekuperator 4 Sekunden.

Freier Raum des Rekuperators $4 \times 1,3 = 5,2$ cbm. Die pro Sekunde disponible Wärmemenge ist: $W = q \cdot s \cdot 200^0$, worin q und s erst zu bestimmen sind.

1 cbm Verbrennungsprodukt wiege, wie früher berechnet wurde, wobei ein Luftüberschuß unberücksichtigt blieb, 1,34 kg, demnach wird q gleich sein: $0,458 \times 1,34 = 0,61$ kg.

Die spezifische Wärme bzw. Wärmekapazität der Verbrennungsprodukte stellt sich folgendermaßen:

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| $CO_2$ | = 188,7 kg | × 0,217 | = | 41,0 |
| $H_2O$ | = 36,6 „ | × 0,480 | = | 17,6 |
| $N_2$ | = 510,0 „ | × 0,244 | = | 124,4 |
| Sa. | = 735,3 kg | × 0,246 | = | 183,0. |

$$W = 0,61 \times 0,246 \times 200 = 30,1 \text{ Kalorien.}$$

Die in der Sekunde zu erwärmende Luftmenge ist $= 0,183$ cbm oder dem Gewicht nach $= 0,236$ kg. Die spezifische Wärme der atmosphärischen Luft ist $= 0,238$; die mögliche Temperaturerhöhung (x) im Rekuperator ergibt sich aus der Gleichung:

$$30,1 = 0,236 \times 0,238 \times x.$$

$$x = \frac{30,1}{0,236 \times 0,238} = \frac{30,1}{0,057} = \sim 530^0 \text{ C.}$$

Der Rekuperator ist aus Röhren zusammengestellt, welche nebenstehenden Querschnitt besitzen. — Die Geschwindigkeit, mit welcher die Sekundärluft die Rohre durchstreichen wird, sei 1 m. Der Inhalt eines Rohres von 1 m Länge ist $= 0,0113$ cbm.

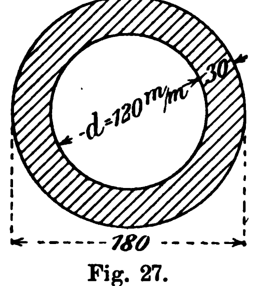


Fig. 27.

Streicht die Luft mit 1 m Geschwindigkeit durch die Rekuperatorrohre, und soll sie bei einmaligem Durchstreichen eine Erhöhung der Temperatur um $500^0$ C erfahren, so muß das Rohr von 1,0 m Länge in der Stunde

$0{,}0113 \times 1{,}293 \times 3600 \times 0{,}238 \times 500 = \backsim 62\,600$ Kalorien übertragen.

Um zu berechnen, wie groß die Wärmeübertragung eines Schamotterohres obiger Dimensionen von 1,0 m Länge sein wird, sei angenommen, daß im Innern des Rohres die Temperatur $t_2$, außen die Temperatur $t_1$ vorherrsche.

Die Wärme abgebende Fläche sei F, wobei die Innenfläche des Rohres angenommen ist. Dann wird: $F = \pi \cdot d \cdot l$ in m, und die durch das Rohr übertragene Wärme: $W = C \cdot F \cdot \tau$, worin C = der Wärmedurchgangskoeffizient und $\tau = t_1 - t_2$ ist.

Da $t_1 = 500^0$ und $t_2$ die mittlere Lufttemperatur im Rekuperator $= 250^0$ ist, wird $\tau = 500 - 250 = 250^0$ und daher: $F = 0{,}12 \times 3{,}14 \times 1{,}0 = 0{,}3768$ qm.

$$\frac{1}{C} = \frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{d}{D} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{d}{2\lambda} \lg n \cdot \frac{D}{d}.$$

Darin sind: $\alpha_1$ und $\alpha_2$ = die Wärmeübertragungskoeffizienten der Außenfläche $F_1$ und Innenfläche $F_2$.

D und d = die Rohrdurchmesser außen und innen und $\lambda$ = der Wärmeleitungskoeffizient für Ziegel = 0,7.

$\alpha_1$ ist für Zwischenmauern und Außenmauern = 8.

$\alpha_2$ wird gleich sein:

$$\alpha_2 = 125\, s \cdot \frac{1{,}0077\, t_1 - 1{,}0077\, t_2}{t_1 - t_2} + 0{,}55 \cdot b \cdot (t_1 - t_2)^{0{,}233};$$

darin ist s = dem Strahlungskoeffizienten für Ziegel = 3,60 und b = dem Berührungskoeffizienten; nach Valerius für eingeschlossene Luft = 4 und freie Luft $= 5 \div 6$.

Die Luft in den Rekuperatorrohren ist in Bewegung, so daß b = 6 gesetzt werden darf.

$\alpha_2$ wird nach obigem Ausdrucke = 59,4, also wird

$$\frac{1}{C} = \frac{1}{8} \cdot \frac{0{,}120}{0{,}180} + \frac{1}{59{,}4} + \frac{0{,}120}{1{,}4} \cdot \lg n \cdot \frac{D}{d} =$$

$$0{,}083 + 0{,}017 + 0{,}036 = 0{,}136.$$

Daraus folgt: $C = 7{,}35$.

$W = 7{,}35 \times 0{,}3768 \times 250 = \backsim 694$ Kalorien, d. h. ein Rohr von 1,0 m Länge wird in einer Stunde 694 Kalorien abgeben können.

Pro Stunde sind zur Erwärmung des Windes auf 500° C 62600 Kalorien erforderlich, weshalb die Rohrlänge des Rekuperatornetzes zu
62600 : 694 = 90,2 ∽ 91 m zu wählen ist.

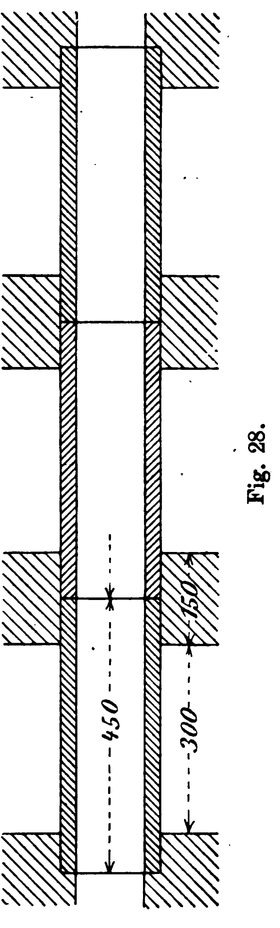


Fig. 28.

Die Rohre sind in Längen von 450 mm erhältlich (s. Fig. 28), so daß drei Rohrlängen, zusammen 1350 mm lang, einzubauen sein würden. Da aber, wie Skizze Fig. 28 lehrt, die eigentliche Wärmeeinwirkung von außen nur auf eine Länge von 300 mm pro Rohr stattfindet, so wird man statt 91 m Rohrlänge 101 m Rohrlänge einbauen müssen. Dies ergibt $\frac{101}{1,35}$ = rund 80 Rohrstränge.

Der Rekuperator sei 1 m hoch. — Jede Längskammer muß $\frac{5,2}{3}$[1] = 1,74 cbm freien Raum besitzen, außerdem noch 80 Rohre von 300 mm Länge und D = 180 mm fassen, was einem Raume von 0,61 cbm entspricht. Der Gesamtraum eines Rekuperatorteiles wird demnach 2,35 cbm betragen.

Die Länge des Rekuperators bei 1 m Höhe ist daher:

$$\frac{2,35}{0,3} = \sim 8,0 \text{ m.}$$

Die Sekundärluftmenge, welche in einer Sekunde verbraucht wird, ist = 0,183 cbm bei 0° Temperatur. Die durchschnittliche Lufttemperatur im Rekuperator ist 250° C. Demnach wird dieses Luftvolumen auf 0,183 × 1,92 = 0,352 cbm anwachsen.

Der Inhalt eines Rekuperatorrohres von 1 m Länge be-

[1]) Der oben berechnete freie Raum des Rekuperators.

trägt 0,0113 cbm. Soll die Geschwindigkeit der 250° C warmen Luft 1 m betragen, so wird man die Luft durch $\frac{0,352}{0,0113}$ = ca. 32 Rohre streichen lassen müssen. Es werden deshalb die früher berechneten 80 Rohrstränge in drei Gruppen zu teilen sein, welche, nebenbei bemerkt, folgende Anzahl von Rohren enthalten sollen:

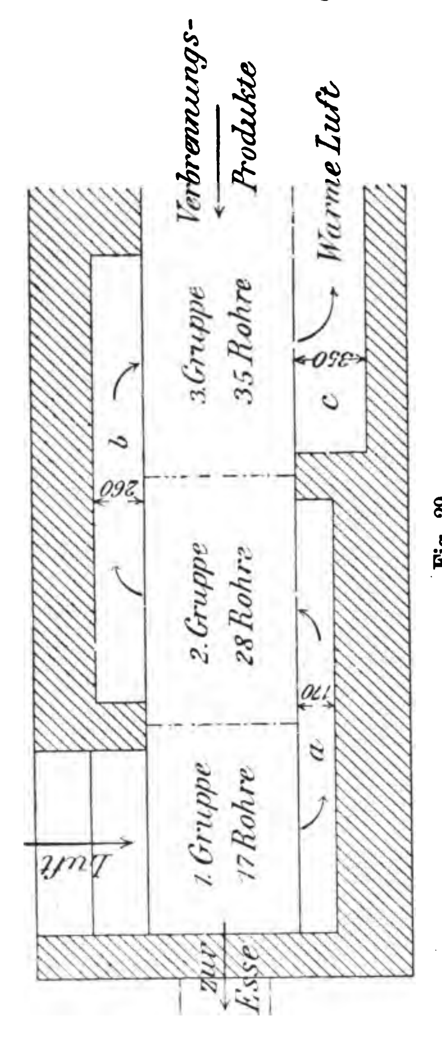


Fig. 29.

| | Lufttemperatur |
|---|---|
| 1. Gruppe | 50°, |
| 2. „ | 250°, |
| 3. „ | 400°. |

| | Luftvolumen |
|---|---|
| 1. „ | 0,22 cbm, |
| 2. „ | 0,352 „ |
| 3. „ | 0,452 „ |

| | Rohranzahl |
|---|---|
| 1. „ | 17 Stück, |
| 2. „ | 28 „ |
| 3. „ | 35 „ |

Die Geschwindigkeit der Luft in diesen drei Gruppen wird sein:

1. Gruppe $\frac{0,22}{17 \times 0,0113}$ = 1,14 m in der Sekunde;

2. Gruppe $\frac{0,352}{28 \times 0,0113}$ = 1,11 m in der Sekunde;

3. Gruppe $\frac{0,452}{35 \times 0,0113}$ = 1,14 m in der Sekunde.

Die Dimensionen der Verbindungskanäle der einzelnen

Gruppen berechnen sich wie folgt: Die Geschwindigkeit in diesen Kanälen sei ca. 1,5 m. Die Temperaturen in den Kanälen seien mit Bezug auf Fig. 29:

im Kanal $a = 100^{\circ}$,
„ „ $b = 300^{\circ}$,
„ „ $c = 500^{\circ}$.

Die Volumina der Sekundärluft werden sein:

im Kanal $a = 0{,}248$ cbm,
„ „ $b = 0{,}385$ „
„ „ $c = 0{,}520$ „

Die Querschnitte bei einer Geschwindigkeit von 1,5 m sind:

Kanal $a = 0{,}166$ qm,
„ $b = 0{,}257$ „
„ $c = 0{,}347$ „

Da der Rekuperator 1 m hoch ist, so wird die Breite dieser Kanalquerschnitte (abgerundet) für den Kanal $a = 170$ mm, den Kanal $b = 260$ mm und den Kanal $c = 350$ mm sein.

## Dimensionierung der Luftschlitze in der Feuerbrücke.

Die Luft ströme mit der gleichen Geschwindigkeit in den Herdraum wie die Generatorgase, d. i. mit 6 m pro Sekunde.

Das Volumen der Sekundärluft stellt sich bei 500° Temperatur auf 0,520 cbm.

Die Querschnittsfläche wird daher sein: $\frac{0{,}52}{6} = \sim 0{,}09$ qm.

Es sollen zwei Schlitze von je 500 mm Länge vorhanden sein, deren Breite mit Rücksicht auf den Luftüberschuß zu 100 (statt 90 mm) gewählt worden sei.

Die Geschwindigkeit der Luft in dem Verbindungskanale zwischen dem Luftaustritt der dritten Gruppe des Rekuperators und den Luftschlitzen in der Feuerbrücke soll 1,5 m betragen; somit ergibt sich ein Querschnitt von $\frac{0{,}52}{1{,}5} = \sim 0{,}35$ qm.

Wählt man die Breite mit 1 m, so wird die Höhe des Kanals sich zu 350 mm ergeben.

Berechnung des Fuchses und des Schornsteines.

Die Rauchgase besitzen im Essenkanale eine mittlere Temperatur von 350 ° C. Das sekundliche Volumen der Essengase wird bei dieser Temperatur sein:

$$0{,}458 \times 2{,}285 = 1{,}046 \text{ cbm.}$$

Die Geschwindigkeit der Verbrennungsprodukte im Rauchkanale ist = 3 m.

Der Querschnitt des Rauchkanals erhält somit bei einer Fläche von 0,348 qm eine Höhe von 0,650 m und eine Breite von 0,540 m.

Die Verbrennungsprodukte treten mit 300 ° C in die Esse ein, ihr Volumen beträgt dort daher 0,458 × 2,10 = 0,962 cbm.

Im Schornstein wird eine mittlere Temperatur von 260 ° C angenommen und daher das Volumen 0,89 cbm sein.

Nach der erweiterten Prechtlschen Tabelle wird demnach der Schornstein eine Höhe von 28 m und einen Durchmesser unten von 1,4 und oben von 0,93 m erhalten müssen.

Diese Esse wird unbedingt genügen; wahrscheinlich würde sogar schon ein kleinerer Kamin ausreichen, weil die Reibungswiderstände in den Leitungen geringer sind als in einem Siemensofen. Demnach wird es ganz gut angängig sein, in der Essentabelle um eine Reihe zurückzubleiben und folgende Dimensionen zu wählen: Höhe = 26 m, Durchmesser: unten = 1,24 m und oben = 0,83 m.

### e) Berechnung eines Regenerativ-Winderhitzers für Hochöfen.

Der Hochofen erzeuge 200 000 kg Roheisen in 24 Stunden. Der Windbedarf sei = 290 cbm pro 100 kg Roheisen [1]).

---

[1]) Nach Ledebur: $Q = \frac{A \cdot p}{320}$ in Kubikmetern, worin:

A = Brennstoffverbrauch des Hochofens in 24 Stunden in Kilogramm,
p = Kohlenstoffgehalt von 1 kg des Brennstoffes (Koks),
Q = Windverbrauch in der Minute in Kubikmetern, wobei zu beachten ist, daß der wirkliche Windverbrauch sich jedoch nur auf 0,75 Q bis 0,85 Q stellt.

Nach dieser Formel ergibt sich der Windverbrauch pro Minute mit 410 cbm, wenn der Kohlenstoffgehalt des Koks mit 82 % angenommen wird.

In der Stunde werden $\frac{2000}{24} = 83,3 \sim 84$ q Roheisen erzeugt, in der Minute 1,4 q = 140,0 kg. Wenn der Windbedarf pro Minute 410 cbm ist, so stellt sich derselbe pro 100 kg Roheisen auf:

$$410 : 1,4 = 293 \text{ cbm.}$$

Es seien drei Winderhitzer vorhanden, von denen zwei auf Gas und einer auf Wind gestellt sind.

Die Gichtgase des Hochofens würden enthalten[1]):

9,42 Volumenprozent $CO_2$,
20,24 " $CO$,
6,49 " $H_2$,
8,23 " $CH_4$,
0,85 " $C_2H_4$ und
54,77 " $N_2$.

Ihr kalorischer Effekt würde sich demnach auf 1620 Kalorien stellen.

Diese Gase geben vollständig verbrannt folgende Verbrennungsprodukte:

| Gase | Volumprozent | Gewichtsprozent | C | O | H | N | Summe | Gewicht pro Kubikmeter | Sp. W. |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $CO_2$ | 9,42 | 15,20 | 4,14 | 11,06 | — | — | 15,20 | 1,965 | 0,217 |
| $CO$ | 20,24 | 21,20 | 9,10 | 12,10 | — | — | 21,20 | 1,250 | 0,243 |
| $H_2$ | 6,49 | 0,50 | — | — | 0,5 | — | 0,50 | 0,089 | 3,401 |
| $CH_4$ | 8,23 | 4,90 | 3,7 | — | 1,2 | — | 4,90 | 0,715 | 0,593 |
| $C_2H_4$ | 0,85 | 0,90 | 0,77 | — | 0,13 | — | 0,90 | 1,250 | 0,404 |
| $N_2$ | 54,77 | 57,30 | — | — | — | 57,30 | 57,30 | 1,254 | 0,244 |
| Summe | 100,00 | 100,00 | 17,71 | 23,16 | 1,83 | 57,30 | 100,00 | — | — |

**Verbrennung.**

| Gase | Gewichtsprozent | Sauerstoff | | Verbrennungsprodukte | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | für C | für H | $CO_2$ | $H_2O$ | N | Summe |
| $CO_2$ | 15,20 | — | — | 15,20 | — | — | 15,20 |
| $CO$ | 21,20 | 11,06 | — | 32,26 | — | — | 32,26 |
| $H_2$ | 0,50 | — | 4,00 | — | 4,50 | - | 4,50 |
| $CH_4$ | 4,90 | 9,90 | 9,60 | 13,60 | 10,80 | — | 24,40 |
| $C_2H_4$ | 0,90 | 1,80 | 1,04 | 2,57 | 1,17 | — | 3,74 |
| $N_2$ | 57,30 | — | — | — | — | 57,30 | 57,30 |
| Summe | 100,00 | 22,76 | 14,64 | 63,63 | 16,47 | 57,30<br>+125,20 | 137,40<br>+125,20 |
| | | 37,40 | | | | | |
| | | | | | | Summe 182,50 | 262,60 |

[1]) Siehe S. 28 u. 29.

| | kg × sp. W. | | Wärmekapazität |
|---|---|---|---|
| $CO_2$ | 63,63 × 0,217 | | 13,80 |
| $H_2O$ | 16,47 × 0,480 | | 7,90 |
| $N_2$ | 57,30 × 0,244 | 13,98 ∾ | 14,00 |
| $N_2$ | 125,2 × 0,244 | | 30,60 |
| Summe: | 262,6 0,253 | | 66,30. |

Wärmekapazität pro 100 kg = 25,30.

In 100 kg Gasen sind 17,71 kg C enthalten; pro 100 kg Roheisen benötigt man 100 kg Koks mit 82 % C. Der Kohlenstoffgehalt des Roheisens sei 3 %, folglich gehen 79 kg C in die Gase, und es müssen daher 100 kg Roheisen $\frac{79}{17,71}$ = 446,5 kg ∾ 447 kg Gase entsprechen, oder es werden, da pro Minute 160 kg Roheisen erzeugt werden, in derselben Zeit 447 × 1,4 = 626 kg Gase resultieren. 100 cbm Gase wiegen 119,5 kg, somit entsprechen diese 626 kg Gas $\frac{626}{119,5}$ × 100 = ∾ 524 cbm Gas.

Die Apparate sollen alle zwei Stunden umgesteuert werden und soll in dieser Zeit der Temperaturfall nur 100° C betragen.

Die Luft ströme mit 20° C in den Apparat ein und soll denselben mit 900° C verlassen.

Die Wärmemenge, welche der Wind mitnimmt, sollen die Gase vorher an den Apparat abgegeben haben; sie wird sich folgendermaßen finden lassen:

Die mittlere Temperatur des Windes im Apparate nach dem Umsteuern ist $\frac{20 + 900}{2} = 460^{\circ}$, die mittlere Temperatur des Windes im Apparate vor dem Umsteuern $\frac{20+800}{2} = 410^{\circ}$, die mittlere Windtemperaturerhöhung während des Umsteuerungsintervalles $\frac{880 + 780}{2} = 830^{\circ}$. Die Windmenge, welche den Apparat in zwei Stunden durchzieht, wird sein: $\frac{410 \times 120}{1,293}$ = ∾ 38 000 kg, die spezifische Wärme der Luft = 0,237, folglich die vom Winde in zwei Stunden dem Apparate entnommene Wärme:

$$38\,000 \text{ kg} \times 0{,}237 \times 830^{\circ} = 7\,474\,980 \sim 7\,500\,000 \text{ Kalorien.}$$

Diese Wärmemenge muß der einzelne Apparat den ihn in vier Stunden durchströmenden und in ihm verbrennenden Gasen entziehen.

100 kg Gase entwickeln beim Verbrennen 162 000 Kalorien,

Die Wärmekapazität der Verbrennungsprodukte, welche pro 100 kg Gichtgas 262,6 kg ausmachen, stellt sich auf 67,2 Kalorien.

Die erreichbare Verbrennungstemperatur wird demnach sein:

$$\frac{162\,000}{67{,}2} = 2411^{\circ} \text{ C.}$$

Allerdings wird diese Temperatur aus bekannten Gründen nie erreicht werden können; auch ist sie mit Rücksicht auf die auffallend günstige Zusammensetzung der Gichtgase sehr hoch.

Die Wärmemenge, welche der Wind in zwei Stunden mitnimmt, ist mit $\sim$ 7 500 000 Kalorien berechnet worden.

Die Wärmemenge, welche das Gitterwerk abgibt, muß ebenso groß sein; d. h. es muß sein:

$$7\,500\,000 = Q \times 0{,}23 \times 100^{\circ},$$

und daraus findet sich das Gewicht Q des Gitterwerkes in Kilogramm zu:

$$Q = \frac{7\,500\,000}{23} = \sim 326\,000 \text{ kg,}$$

d. h. für einen Apparat würde man 326 t Gitterwerk benötigen.

Die Erfahrung lehrte nun aber, daß die berechnete Menge stets größer ausfiel als das wirklich erforderliche Ziegelquantum, und daß letzteres mit zwei Drittel des Rechnungsergebnisses genügend hoch angenommen ist. Es werden demnach pro Apparat $\frac{326 \times 2}{3} = 217$, rund 220 t Gitterwerksziegel nötig sein.

Strebt man nur eine Abnahme der Temperatur des Gitterwerkes von 50° C (nach zwei Stunden) an, so wird man die doppelte Menge Ziegel einbauen müssen.

Die gesamte Heizfläche der Apparate des Hochofens

zusammen soll so groß sein, daß auf jeden Kubikzentimeter Wind in der Minute 15 bis 20 qm Fläche kommen. Nimmt man im vorliegenden Falle 15 qm als genügend an, so wird die gesamte Heizfläche der Apparate sein müssen: $410 \times 15 = 6150$ qm, und wird daher bei drei Apparaten einer derselben 2050 qm Heizfläche erhalten müssen.

Da das Cewicht des Gitterwerkes eines Apparates mit 220000 kg angenommen wurde und davon ein Kubikmeter 1800 kg wiegt, so wird ein Apparat ein Gitterwerksvolumen von 122 cbm erhalten. Ist die Heizfläche 2050 qm, so muß die mittlere Ziegelstärke $\frac{122\,000}{2050} \times 2 = 595{,}1 \times 2 = 119 \sim 120$ mm sein.

Die Geschwindigkeit des kalten Windes soll 10 m betragen, jene des heißen Wassers nicht über 15 m. Die Ein- und Austrittsöffnung des Windes werden daher folgende Dimensionen erhalten müssen:

Pro Sekunde treten $\frac{410}{60} = 6{,}8$ cbm Wind ein.

Die Querschnittsfläche der Kaltwindleitung beträgt demnach 0,68 qm, der Durchmesser = 930 mm.

Der Wind strömt mit einer Maximaltemperatur von 900° C aus und wird deshalb ein Volumen von $6{,}8 \times 4{,}3 = 29{,}2$ cbm angenommen haben. Die Heißwindleitung sollte daher eine lichte Querschnittsfläche von 2,0 qm erhalten, was einen Durchmesser von 1,6 m ergäbe. Derartige Dimensionen der Heißwindleitung wird man jedoch in der Praxis kaum finden, weshalb man ruhig annehmen darf, daß eben die Geschwindigkeit des Windes in den Heißwindleitungen mit Rücksicht auf die Pressung höher als oben gewählt wurde. Durch die Pressung wird nämlich das Volumen des Windes bedeutend verringert; ebenso wird etwa wegen der Abkühlung eine größere Geschwindigkeit des heißen Windes in der Leitung nicht von Nachteil sein, solange die Reibungshindernisse nicht zu groß werden.

Zur Berechnung der Gasleitungen ist zunächst das nötige Gasquantum zu berechnen.

In zwei Stunden werden 7500000 Kalorien vom Gase geliefert. Da aber zwei Apparate gleichzeitig auf Gas gestellt sind, so wird in einem derselben in zwei Stunden nur die der Hälfte, nämlich 3570000 Kalorien, entsprechende Gasmenge verbrennen müssen.

1 kg Gas entwickelt 1620 Kalorien; es werden demnach:

$$\frac{3750000}{1620} = 2315 \text{ kg in zwei Stunden,}$$

1157 „ in einer Stunde und

ca. 20 „ in einer Minute

in den Apparat eintreten.

1 cbm Gas wiegt 1,196 kg [1]), und werden daher die 20 kg ca. 17 cbm entsprechen. Pro Sekunde werden 0,28 cbm Gas dem Apparate zugeführt werden.

Die Gase treten mit 100° Temperatur [2]) in den Apparat ein und hätten eine Geschwindigkeit von 1 m in der Sekunde.

Die Gasleitung werde aber so groß gemacht, daß das doppelte Gasquantum eintreten kann, um, wenn es nötig ist, den Betrieb zu forcieren und auch deshalb, weil es niemals möglich sein wird, die Gase im Apparate vollständig auszunutzen, weshalb eben eine größere als die berechnete Gasmenge zur Verbrennung gelangen muß. Da die Essengase den Apparat mit 500° C verlassen, nehmen sie $0{,}249 \times 500 = 124{,}5$ Kalorien in der Sekunde oder 900000 Kalorien während eines Umsteuerungsintervalles mit und müßten daher um ca. $\frac{900000}{3750000}$ = rund $^1/_9$ mehr Gase (d. s. 0,03 cbm pro Sekunde) in den Apparat eintreten.

Die Querschnittsfläche der Gasleitung wird demnach sein:

$$0{,}28 \times 1{,}367\,^{3)} \times 2 = 0{,}765 \text{ qm,}$$

der Durchmesser = 990 mm. Man wird diesen Durchmesser jedoch richtigerweise noch vergrößern, weil die Rohre innen zu leicht verstauben.

---

[1]) Siehe Tabelle auf der folgenden Seite.

[2]) Zu empfehlen ist, die Gase auf Tagestemperatur abzukühlen.

[3]) $(1 + \alpha t)$.

Da zwei Apparate auf Gas gehen, so müßte die Hauptleitung deshalb schon die doppelte Querschnittsfläche erhalten.

$$F = 1,530 \text{ qm},$$
$$D = 1,4 \text{ m}.$$

Gewählt seien die Hauptleitungsdurchmesser D = 1,4 m, der Durchmesser der Anschlußstutzen d = 1,0 m.

Die Verbrennungsprodukte der Gase werden, wenn sie mit 20 % Luftüberschuß verbrennen, sein:

| Gichtgase | Volumenprozent | 1 cbm Gas wiegt | 100 cbm Gichtgas in Kilogramm | Atmosphär. Luft | | Luftüberschuß | | verbrannt zu | | | | Summe |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | O | N | O | N | $CO_2$ | $H_2O$ | O | N | |
| $CO_2$ | 9,42 | 1,966 | 18,26 | — | — | — | — | 18,26 | — | — | — | 18,26 |
| CO | 20,24 | 1,251 | 25,30 | 14,4 | 48,22 | 2,9 | 9,71 | 29,70 | — | 2,9 | 57,93 | 90,53 |
| $H_2$ | 6,49 | 0,089 | 0,58 | 4,64 | 15,53 | 1,0 | 3,35 | — | 5,22 | 1,0 | 18,88 | 25,10 |
| $CH_4$ | 8,23 | 0,715 | 5,90 | 23,04 | 78,34 | 4,61 | 15,43 | 15,94 | 13,00 | 4,61 | 93,77 | 127,32 |
| $C_2H_4$ | 0,85 | 1,251 | 1,06 | 3,62 | 12,13 | 0,72 | 2,41 | 3,33 | 1,35 | 0,72 | 14,54 | 19,94 |
| $N_2$ | 54,77 | 1,255 | 68,50 | — | — | — | — | — | — | — | 68,50 | 68,50 |
| $O_2$ | — | 1,430 | — | — | — | — | — | — | — | — | — | — |
| Se. | 100,00 | 1,196 | 119,60 | 45,70 | 159,01 | 9,23 | 30,90 | 67,23 | 19,57 | 9,23 | 258,41 | 354,44 |

100 cbm Gas wiegen 119,5 kg und benötigen zu ihrer Verbrennung 45,70 kg $O_2$ und 159,01 kg $N_2$, außerdem 20 % Luftüberschuß, 9,23 kg $O_2$ und 30,90 kg $N_2$, ergebend:

$$\begin{array}{lrl} CO_2 & 67,23 \text{ kg} & \times 0,217 = 14,6 \\ H_2O & 19,57 \;\text{„} & \times 0,480 = \;\;9,4 \\ O_2 & 9,23 \;\text{„} & \times 0,218 = \;\;2,0 \\ N_2 & 258,41 \;\text{„} & \times 0,244 = 63,0 \\ \hline & 354,44 \text{ kg} & \qquad\quad 89,0 \end{array}$$

= Wärmekapazität der 100 cbm Gichtgas entsprechenden Essengasmenge. Diese 100 cbm Gichtgase geben mit 20 % Luftüberschuß verbrannt ($CO_2$ 34,2 cbm, $H_2O$ 24,3 cbm, $O_2$ 6,5 cbm, $N_2$ 205,0 cbm = zusammen 270,0 cbm) 270 cbm Verbrennungsprodukte.

0,28 cbm Gas, welche pro Sekunde in einen Apparat eintreten, entsprechen 0,760 cbm Verbrennungsprodukte.

Wieder sei angenommmen, daß die Essengase den Apparat mit einer Temperatur von 500° C verlassen. Infolgedessen

wird obiges Volumen auf $\left(\frac{2,835}{4}\right) \cdot 3 = 2,13 \sim 2,16$ cbm expandieren. Die Gase sollen den Apparat mit 5 m Geschwindigkeit verlassen, weshalb die Austrittsöffnung eine Fläche von 0,43 qm erhalten muß. Der Durchmesser dieser Fläche wird 740 mm sein.

In den Rauchkanal münden drei Apparate, und wird daher die Querschnitsfläche $3 \cdot 0,43 = 1,3$ qm betragen. Die Höhe des Kanals wird bei einer Geschwindigkeit von 3 m zu 1 m und die Breite zu 0,75 m gewählt werden können.

Der Schornstein soll $H = 70$ m, $D = 3,6$ m und $d = 2,0$ m, d. h. D im Mittel $= 2,8$ m haben.

Die Geschwindigkeit, mit welcher die Verbrennungsprodukte abgeführt werden können, berechnet sich an Hand von:

$p_1$ = Gewicht des inneren Luftvolumens und
$p$ = „ „ äußeren „

Wird die Apparathöhe zu 24 m angenommen, so ist die zu berücksichtigende Kaminhöhe $70 - 24 = 46$ m.

Das Volumen der Essen innen ist $= 46 \times 6,16 = 283$ cbm.

Die Dichte der Luft bei durchschnittlich $260^\circ$ C $= 0,661$ gesetzt, liefert:

$$p_1 = 283 \times 0,661 = 187,0 \text{ kg},$$
$$p = 283 \times 1,293 = 365,9 \text{ „}$$
$$p - p_1 = 178,9 \sim 179 \text{ kg}.$$

h wird annähernd gleich sein $\frac{179}{1,293 \times 6,16} = 22,7$ m.

$$v = \sqrt{2g \cdot h} = \sqrt{19,62 \times 22,7} = \sqrt{445} = 21,1 \text{ m}.$$

Da die wirkliche Geschwindigkeit ca. ein Drittel der berechneten ist, so stellt sich erstere auf ca. 7,1 m.

Der Zug der Esse ist dann: $7,1 \times 6,16 = 43,74 \sim 44$ cbm.

Wenn ein Schornstein drei Apparate bedient, so stehen zwei davon auf Gas, und wird deshalb die Esse das doppelte sekundliche Essengasquantum eines Apparates abführen müssen. Da das sekundliche Gasvolumen eines Apparates 1,42 cbm, das zweier Apparate rund 3 cbm betragen wird, kann ein Schornstein von obenstehenden Abmessungen leicht die bedeutenden Reibungswiderstände im Apparat überwinden und das Gas-

quantum zweier, eventuell auch dreier Apparate ableiten. Es würde wahrscheinlich ein Schornstein von: $H = 24 + 36 = 60$ m, $D = 3{,}0$ m, $d = 1{,}93$ m genügen.

Zu bemerken wäre noch, daß die Essengase mit einer höheren Temperatur als 300° C in die Esse eintreten müssen, weil die ersten 24 m der Esse nur die Apparathöhe auszugleichen haben und daher für die Zugleistung des Schornsteins nicht in Betracht kommen. Dies ist der Fall, wenn man eine Durchschnittstemperatur der Gase in der Esse von 260° C wünscht.

### f) Regenerativgasofen mit Naphthafeuerung.

Es ist allerdings sehr gewagt, auch diese Art der Feuerung in die Berechnung einzubeziehen, und sei deshalb vorausgeschickt, daß nachstehende Berechnung nicht als unanfechtbar anzusehen ist. Sie soll ein Versuch sein! Der Zweck, den die Berechnung verfolgt, ist der der Aneiferung! In Deutschland gibt es, soweit mir bekannt, noch keine mit Petroleumrückständen betriebene hüttenmännische Apparate; da jedoch die Vorgängerin dieses Werkes: Toldts „Details von Siemens-Martinöfen" besonders in Rußland eine gute Aufnahme gefunden, und dort die Naphthafeuerung in großem Umfang angewendet wird, so soll, trotz Mangels jeder Erfahrung, die Rechnung versucht werden.

Als Grundlage für die Berechnungen dienten die Mitteilungen des Ingenieurs J. Kowarsky (Katharinahütte), welche er in „Stahl und Eisen" 1896, Nr. 22, S. 915 über „Das Eisenhüttenwesen auf der altrussischen Gewerbe- und Kunstausstellung in Nishnij-Nowgorod" veröffentlichte.

Durch die Naphthafeuerung wollte man einerseits die Anlage von Generatoren vermeiden; gleichzeitig aber hatte man damit zu rechnen, daß sich die Verstäubung und Destillation der Naphtha bis in die Gaskanäle hinein ausdehnen würde, während anderseits der Heizeffekt selbst erst im Schmelzraum beim Zusammentreffen mit dem eingesaugten und vorgewärmten Luftstrom ausgenutzt werden konnte. Die Zerstäubung außerhalb

des Ofens mittels gespannten Dampfes erwies sich als unpraktisch, sodaß man schließlich dazu überging, die Naphtha mittels natürlichen Überdruckes aus einem höher gelegenen Behälter in die Gaskammer einzuführen und eine Vergasung erst dort durch die strahlende Wärme des Steingitters aber ohne Luftzutritt hervorzurufen.

Zur Zeichnung eines derartigen Ofens (s. Fig. 30 bis 32), welche derselben Quelle entnommen ist, sei bemerkt, daß die Naphtharückstände keinen allzu hohen Regenerator durchstreichen dürfen, um ein nachträgliches Kondensieren und Verkoken zu verhindern. Der Einlauf der Naphtharückstände, welche bekanntlich auch als Masut oder Mazut bezeichnet werden, erfolgt in einer Tiefe von nicht ganz 1 m unter dem Gewölbe des Regenerators.

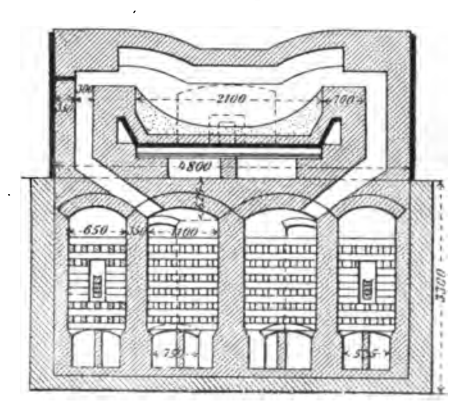


Fig. 30.

Bezüglich der Verdampfungsleistung der Masut wird allgemein angenommen, daß 1 kg Masut 14 kg Wasser verdampft. Ihre mittlere Zusammensetzung ist: 87,5 % C, 11 % H, 15 % O, der Heizwert wird zu 10 700 Kal. angegeben.

Das Gitterwerk reicht nur bis zu etwa 600 mm unter dem Regeneratorgewölbe.

Am Naphthaeinlauf befindet sich ein während des Betriebes glühend erhaltener eiserner Hohlstein, auf welchen der Brennstoff tropft, um zu vergasen.

Das Gas gelangt durch zwei, die Luft durch drei Kanäle in den Schmelzraum.

Für die Inbetriebsetzung des Ofens bedient man sich einer Forsunka. Obgleich die Beschreibung dieser Einrichtungen nicht hierher gehört, sei doch bemerkt, daß die

Forsunken sich als Zerstäuber darstellen, in denen die Masut mit Hilfe von Dampf angesaugt und zusammen mit Luft in feinster Verteilung in den Feuerraum eingespritzt wird. Die Anordnung und Einrichtung der Forsunka wird von jeder Fabrik anders ausgeführt. Bewährt haben sich bisher besonders die Konstruktionen von Urquhard, Johnstone, Gebr. Körting, Köhler usw.[1]).

Der bequemeren Behandlung halber wird die Masut oft

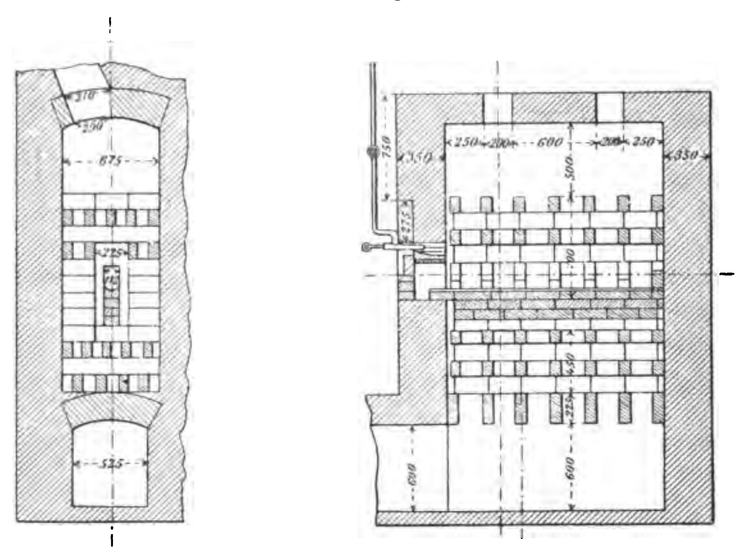


Fig. 31. Fig. 32.

Fig. 30—32. Einfacher Puddelofen mit Naphthafeuerung.

mit Kreosot versetzt, jedoch bricht sich heute mehr und mehr der Gebrauch von reiner Masut Bahn. Eine ganze Anzahl Regenerativöfen sind auch mit Forsunken ausgerüstet, die direkt auf den Herd arbeiten, und wo dann der Ofen nur mit Luftregeneratoren ausgestattet ist. In diesem Falle dürfte es jedoch richtiger sein, zur Zerstäubung der Naphtha Luft und nicht Dampf anzuwenden, weil der mit der Masut und der Luft auf den Herd gelangende Dampf, statt vorteilhaft, Wärme

[1]) Vgl. dazu: „Die Feuerungen mit flüssigen Brennmaterialien" von Dr. Ignatz Lew, Fabrikdirektor.

verbrauchend wirkt. Dabei ist anderseits allerdings nicht außer acht zu lassen, daß bei Vorwärmung der Luft allein die von den Verbrennungsprodukten mitgenommene Wärme nicht genügend ausgenutzt werden wird, es ist eben viel zu viel Wärme vorhanden. Die Essengase werden infolgedessen mit sehr hoher Temperatur in den Schornstein abströmen. Um die auf diese Weise verloren gegangene Wärme wieder zurückzugewinnen, bliebe nur das Erwärmen von Wasser, Verdampfen von solchem usw. übrig.

Kowarsky gibt nun folgende Betriebsresultate an, welche bei den weiteren Berechnungen als Grundlage genommen werden sollen.

Der Puddelofen machte in 24 Stunden 10 Chargen. Der Einsatz betrug 550 kg; die Erzeugung in 24 Stunden 5115 kg. Der Abbrand betrug 7 %. Der Naphthaverbrauch stellte sich auf 25 kg pro 100 kg Ausbringen. An sich erwieß sich der Naphthaverbrauch vier- bis fünfmal günstiger als der Brennstoffaufwand bei direkter Kohlenfeuerung, welch letzterer somit 100 ÷ 125 kg pro 100 kg Puddeleisen betragen haben müßte. „In der Regel“, so bemerkt Kowarsky, „kann man sagen, die Benutzung der Naphtha erscheint schon in jenen Fällen lohnend, wo der Preis derselben für die Gewichtseinheit an der Hütte gleich oder weniger als 2,6 Gewichtseinheiten Steinkohle ist. Für den Kleinbetrieb, wo Petroleummotoren anwendbar sind, kann die Verhältniszahl 1 : 3,5 ÷ 4,5 sein.“

Die Zusammensetzung von Naphtharückständen aus den Bakuer Fabriken gibt Dr. Lew an zu: spezifisches Gewicht = 0,928; Gehalt an Kohlenstoff 87,1, Wasserstoff 11,7 und Sauerstoff 1,2.

Die Zusammensetzung der Naphtha wechselt sehr und hängt von der Konjunktur des Petroleums ab. Ist der Absatz für letzteres schlecht, dann wird schlechter raffiniert, es bleibt mehr Petroleum in der Naphtha, d. h. sie behält mehr leichtflüchtige Öle, ihre Entzündungstemperatur geht bis auf 110 ° C herunter, während sie laut Übernahmebedingung 156 ° C betragen soll. Ist der Petroleumbedarf größer, dann geht die Güte der Naphtha zurück.

Zu bemerken ist hier auch, daß die leicht entzündliche Naphtha in Hüttenwerken mitunter gefährlich sein kann. Es empfiehlt sich bei Beschaffung von Naphtha das spezifische Gewicht vorzuschreiben.

Die Zusammensetzung des Petroleums ist bekanntlich sehr kompliziert; deshalb wird es unmöglich sein, ohne langdauernde praktische Versuche die Menge der aus den in den Regenerator einlaufenden Naphtharückständen entstandenen Gase zu bestimmen. Es sei angenommen, daß das Brennmaterial obiger elementarer Zusammensetzung vor dem Brenner zu $CO_2$ und $H_2O$ verbrenne.

Der Brennstoffaufwand in 24 Stunden ist:

$$51{,}15 \times 25 = 1279 \text{ kg.}$$

In der Stunde werden demnach $\frac{1279}{24} = 53{,}2$ kg verbraucht.

Der Brennstoffverbrauch pro Sekunde stellt sich auf:

$$53{,}2 : 3600 = \sim 0{,}0148 \text{ kg.}$$

Diese Brennstoffmenge wird enthalten:

| | 0,0148 kg Masut | benötigt zur Verbrennung O | benötigt zur Verbrennung N | hiervon ab O in den Gasen | hiervon ab N | Verbrennungsprod. $CO_2$ | Verbrennungsprod. $H_2O$ | Verbrennungsprod. N | Summa |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| C | 0,0129 | 0,0344 | 0,1152 | — | — | 0,0473 | — | 0,1152 | 0,1625 |
| H | 0,0017 | 0,0136 | 0,0455 | 0,0002 | 0,0007 | — | 0,0151 } | 0,0448 | 0,0599 |
| O | 0,0002 | — | — | — | — | — | 0,0002 } | — | 0,0002 |
| Sa. | 0,0148 | 0,0480 | 0,1607 | 0,0002 | 0,0007 | 0,0473 | 0,0153 | 0,1600 | 0,2226 |

Das Volumen der Verbrennungsluft stellt sich bei 0,0478 kg Sauerstoff und 0,1600 kg Stickstoff = 0,2078 kg atmosphärische Luft, wie 0,2078 : 1,293 = 0,1607 cbm.

Das Volumen der Verbrennungsprodukte ist ohne Luftüberschuß =

$$\begin{aligned} 0{,}0473 \text{ kg } CO_2 &: 1{,}966 = 0{,}024 \text{ cbm} \\ 0{,}0153 \text{ „ } H_2O &: 0{,}804 = 0{,}0190 \text{ „} \\ 0{,}1600 \text{ „ } N_2 &: 1{,}255 = 0{,}1270 \text{ „} \\ & \quad\quad\quad\; 0{,}1700 \text{ cbm.} \end{aligned}$$

Die Wärmekapazität der Verbrennungsprodukte ohne Luftüberschuß berechnet sich mit:

| | | spez. W. | W.-K. |
|---|---|---|---|
| $CO_2$ | 0,0473 kg | × 0,217 | = 0,0103 |
| $H_2O$ | 0,0153 „ | × 0,480 | = 0,0074 |
| $N_2$ | 0,1600 „ | × 0,244 | = 0,0391 |
| | | | 0,0568 Kalorien. |

Der **pyrometrische Effekt** ergibt sich, wenn die Bildungswärmen der einzelnen Gase des aus den Naphtharückständen entstehenden Gasgemisches nicht in Abzug gebracht wurden, was, nebenbei bemerkt, ein Fehler ist, mit:

0,0129 kg C zu $CO_2$ × 8 080 = 104,23 Kalorien
0,0017 „ H „ $H_2O$ × 29 161 = 49,57 „
153,80 Kalorien,

$$\text{pyrometrischer Effekt} = \frac{153,8}{0,0568} = 2708^\circ \text{ C.}$$

Dabei ist auch auf die Wirkung der Regeneratoren keine Rücksicht genommen.

### Berechnung des Herdes.

Der Herd wird ähnlich bemessen werden müssen wie jener des Gaspuddelofens System Springer, da hier doch hauptsächlich die Tiefe des Bades und die beim Ofen nötige Arbeit entscheidend sind. Mit Rücksicht auf die verhältnismäßig große Wasserstoffmenge in den Gasen sollte man, da die Flamme länger sein wird, den Herd möglichst lang machen. Wir haben es im vorliegenden Falle jedoch nur mit einem einfachen Ofen zu tun, dessen Herd daher eine Länge von ca. 2,2 m, eine Breite von ca. 1,9 m wird erhalten müssen.

In der Sekunde entwickeln sich 0,17 cbm Verbrennungsgase, dazu 20 % Luftüberschuß 0,034 cbm, zusammen 0,21 ∾ 0,2 cbm.

Die Verbrennungsgase sollen möglichst lange im Herdraume verbleiben, angenommen: 2,5 Sekunden.

Die Temperatur im Herdraume sei 1400° C. Das Volumen der Verbrennungsprodukte bei dieser Temperatur stellt sich dann auf 0,2 × 6,138 = 1,227 cbm.

Der Herdraum wird demnach sein: 2,92 cbm.

Die Herdfläche ist 2,2 × 1,9 = 4,18 qm.

Die mittlere Herdhöhe $\frac{2,92}{4,18} = \sim 0,70$ m.

### Berechnung des Brenners.

Wie früher erwähnt, gelangen die Gase durch zwei, die Verbrennungsluft durch drei Schlitze in den Herdraum.

Das Volumen der Verbrennungsluft pro Sekunde ist 0,1607 cbm. Nehmen wir 20 Gewichtsprozent Luftüberschuß an, so wird es 0,19 cbm erreichen. Die Luft trete mit einer Temperatur von 900° C in den Herdraum und besitze daher ein Volumen von $0{,}19 \times 4{,}3 = 0{,}817$ cbm.

Gase und Luft sollen mit nicht allzu großer Geschwindigkeit auf den Herd treten. Wir nehmen an 6 m. Die Summe der Querschnitte der Luftschlitze ist demnach 0,136 qm.

| | |
|---|---|
| Die Höhe der Schlitze sei | 0,20 m |
| Die Breite der drei Schlitze zusammen | 0,68 „ |
| Die Breite eines der drei Schlitze | 0,23 „ |

Zur Berechnung der Gasschlitze hat man ein der vorher gegebenen elementaren Zusammensetzung der Naphtha entsprechendes Gasgemisch anzunehmen, das sich mit Bezug auf unsere Annahme oben stellen würde auf:

$CO = 2{,}1$ %
$C_2H_2 = 34{,}66$ „
$C_2H_2 = 63{,}24$ „

In der Sekunde werden 0,0148 kg Naphtha verbraucht.
100 kg Naphtha entsprechen:

$CO = 2{,}1 : 1{,}251 = \sim 1{,}68$
$C_2H_2 = 34{,}66 : 1{,}162 = 29{,}70$
$C_2H_4 = 63{,}24 : 1{,}251 = 50{,}60$
81,98 cbm Gas

1,0000 kg Naphtha = 0,819 cbm Gas
0,0148 „ „ = 0,012 cbm „

Macht man jetzt die beiden Glasschlitze ebenso groß wie die Luftschlitze, so erhalten sie eine Fläche von

$$2 \times 0{,}2 \times 0{,}23 = 0{,}092 \text{ qm}$$

und würde das Gas mit ganz geringer Geschwindigkeit in den Herdraum eintreten. Mit Rücksicht darauf, daß das Gas hauptsächlich aus Kohlenwasserstoffen besteht und ferner, daß man die Gasentwicklung und daher auch den Übertritt des Gases auf den Herd durch Änderung des Zulaufes der Naphtha

regeln kann, wird eine große Geschwindigkeit in den Schlitzen des Brenners nicht nötig sein, obzwar die aus obigen Zahlen sich ergebende Geschwindigkeitsziffer etwas zu klein erscheint! Erhöht man jedoch die Geschwindigkeit der austretenden Gase, so werden die Schlitze so klein, daß nach dem Umsteuern nur geringe Mengen Verbrennungsgase durch die Schlitze in den Gasregenerator eintreten können. Mit Rücksicht auf diese Umstände dürfte es sich empfehlen, die Gasregeneratoren wegzulassen und die Naphtha mittels Forsunka auf den Herd zu blasen.

### Berechnung der Regeneratoren.

Die Verbrennungsluft werde von 20° C auf 900° C erwärmt, erfahre demnach eine Temperatursteigerung von 880° C.

Die Verbrennungsluft besteht aus:

| | Sauerstoff | Stickstoff | Summa |
|---|---|---|---|
| | 0,0478 kg | 0,1600 kg | 0,2078 kg |
| 20% Luftüberschuß. | 0,0096 „ | 0,0320 „ | 0,0416 „ |
| | 0,0574 kg | 0,1920 kg | 0,2494 kg |

In der Minute werden:

Sauerstoff 0,0574 × 60 = 3,444 kg
Stickstoff 0,1920 × 60 = 11,520 „
atm. Luft 0,2494 × 60 = 14,964 kg

nötig sein.

Die Wärmekapazität dieser Luftmenge ist gleich:

$$14{,}964 \times 0{,}234 = \sim 3{,}51 \text{ Kalorien.}$$

Die für die Temperatursteigerung nötige Wärmemenge muß sein: $3{,}51 \times 880 = 3088{,}8$ Kalorien.

Nimmt man jetzt an, daß jede halbe Stunde einmal umgesteuert werde, so muß der Regenerator imstande sein, die dreißigfache Wärmemenge aufzuspeichern, d. i. 92640 Kalorien.

Die Temperatur des Gitterwerkes vermindert sich um 150° C, dann wird das Gewicht der Gitterziegel sich stellen auf:

$$Q = \frac{92\,640}{0{,}23 \times 150} = \frac{92\,640}{34{,}5} = 2682 \text{ kg.}$$

1 cbm Gitterziegel wiegt 1800 kg, daher wird das Ziegelgitterwerk 1,49 cbm Ziegel enthalten müssen.

Die Aufenthaltszeit der Luft im Regenerator stellt sich auf 4 Sekunden.

Die mittlere Lufttemperatur war = 450 ° C, das mittlere, sekundliche Luftvolumen = 0,504 cbm, daher das freie Regeneratorvolumen der Luftkammer = 4 × 0,504 = 2,016 cbm
hierzu das Volumen der Gitterziegel = 1,490 „
Volumen der nicht ausgeschichteten Luftkammer = 3,506 cbm.

Die Dimensionen der Luftkammer werden sich stellen auf eine:

Länge von 1,500 m
Breite „ 1,100 „
Höhe „ 2,100 „

---

Schwieriger ist es im vorliegenden Falle, den Gasregenerator zu berechnen.

Die Naphtharückstände müssen von 20 ° C auf 800 ° C erwärmt werden.

Den Brennstoff wird man in halber Höhe des Regenerators eintropfen lassen; er muß dann die Vergasungswärme aufnehmen und außerdem jene Wärmemenge, welche nötig ist, um ihn im gasförmigen Zustande auf 800 ° C zu bringen.

Der Brennstoff möge wie früher aus: 2,1 % CO [1]), 34,66 % $C_2H_2$ und 63,24 % $C_2H_4$ bestehen.

---

[1]) Vgl. Victor Meyer und Paul Jakobson „Lehrbuch der organischen Chemie S. 137". „Das kaukasische Erdöl besteht seiner Hauptsache nach (zu etwa 80 %) aus Kohlenwasserstoffen von der Zusammensetzung $C_nH_{2n}$; man hat ihnen den Namen „Naphthene" gegeben; sie sind isomer mit den Kohlenwasserstoffen der Äthylenreihe und zeigen das Verhalten gesättigter Kohlenwasserstoffe; es liegen in ihnen Wasserstoffadditionsprodukte der Benzolkohlenwasserstoffe vor. Neben den Naphthenen enthält es etwa 10 % aromatische Kohlenwasserstoffe, ferner sauerstoffhaltige Verbindungen (Erdölsäuren, Naphthen-Carbonsäuren)."

Dr. Carl Arnold schreibt in seinem „Repititorium der Chemie", daß das kaukasische Petroleum vorwiegend Äthylene und Naphthene enthalte.

Naphthene = $C_nH_{2n}$ und zwar: $C_3H_6$ Trimethylen; $C_4H_8$ Tetramethylen; $C_5H_{10}$ Pentamethylen und $C_6H_{12}$ Hexamethylen.

Wie schon oben bemerkt wurde, ist die Zusammensetzung der Naphtha eine sehr komplizierte, jene der Rückstände dürfte nicht minder kompliziert sein. Die oben gegebene Zusammensetzung wird also sicher nur in einigen Fällen zutreffen, da sie jedoch

Wenn in der Sekunde 0,0148 kg davon verbraucht werden, so ist der halbstündliche Konsum = 1800 × 0,0148 = 26,64 kg Masut.

Davon sind:

| | | | sp. W. | W.-K. |
|---|---|---|---|---|
| CO | = 0,56 kg | = | 0,243 | = 0,136 |
| $C_2H_2$ | = 8,98 „ | = | 0,404 | = 3,670 |
| $C_2H_4$ | = 17,10 „ | = | | = 6,950 |
| | 26,64 kg | | | 10,756 Kalorien. |

Naphtha geht beiläufig bei 200° C in Gas über und besitzt nach Berthelot eine totale Verdampfungswärme von 194,87 Kalorien (Naumann, Thermochemie, S. 246). Die 26,64 kg Naphtha werden daher 5184 ∾ 5200 Kalorien beanspruchen. Hierzu kommt noch jene Wärme, welche die Temperatursteigerung um 600° C veranlassen soll; dieselbe beträgt:

$$600 \times 10{,}756 = 6453{,}6 \text{ Kalorien.}$$

Im Regenerator muß demnach eine Wärmemenge von 5200 + 6453,6 = 11 653,6 Kalorien disponibel sein.

Die Verminderung der Temperatur des Gitterwerkes sei 100° C, dann wird das Gewicht Q des Gitterwerkes sein:

$$Q = \frac{11\,653{,}6}{0{,}23 \times 100} = 506 \text{ kg.}$$

Da der Brennstoff in halber Höhe eintropft, ist die doppelte Gitterziegelmenge anzunehmen, das sind 1012 kg oder $\frac{1012}{1800} = 0{,}562$ cbm.

Der freie Raum in der unteren Hälfte des Ziegelgitterwerkes würde zu 0,280 cbm zu rechnen sein.

Dazu käme noch der freie Raum, welcher nötig ist, um dem Gase die geforderte Aufenthaltszeit von drei Sekunden zu gönnen.

Das Gasvolumen pro Sekunde stellt sich nach Seite 422 (unten) auf 0,012 cbm.

---

der elementaren Zusammensetzung der Naphtharückstände entspricht, so kann der Fehler, der durch ihre Einführung in die folgenden Berechnungen hervorgerufen wird, kaum ein allzu bedeutender sein.

Die mittlere Gastemperatur ist 410° C.

Das Gasvolumen bei dieser Temperatur:

$$0{,}012 \times 2{,}54 = \sim 0{,}031 \text{ cbm.}$$

Der freie Raum im Regenerator über dem Brennstoffeinlauf ist daher: $3 \times 0{,}031 = \sim 0{,}10$ cbm.

Das Volumen der nicht ausgeschichteten[1]) Gaskammer wird sein: $0{,}560 + 0{,}280 + 0{,}10 = 0{,}94$ cbm.

Da jedoch die Schichtung in den oberen Teilen sehr locker sein soll, da ferner wegen der Verdampfung des Brennstoffes eine längere Aufenthaltszeit für das Gas erwünscht sein wird, empfiehlt es sich, den Gasregenerator größer zu machen und sollen daher $^5/_3$ des berechneten Volumens angenommen werden, d. h. der Gasregenerator würde $= {}^5/_3 \times 0{,}940 = 1{,}56$ cbm.

Die Gaskammer wird also eine Länge von 1,5 m, eine Breite von 0,5 m und eine Höhe von 2,1 m erhalten.

---

Es handelt sich jetzt noch darum zu ermitteln, ob die Verbrennungsprodukte die nötige Wärme durch die Schlitze in die Regeneratoren bringen werden.

Die in der Sekunde erzeugten Verbrennungsprodukte enthalten:

| | | | Sp. W. | W.-K. |
|---|---|---|---|---|
| $CO_2$ | 0,0473 | kg × | 0,217 = | 0,0103 |
| $H_2O$ | 0,0153 | „ × | 0,480 = | 0,0074 |
| N | 0,1600 | „ × | 0,244 = | 0,0391 |
| atm. Luft | 0,0416 | „ × | 0,238 = | 0,0099 |
| | | | | 0,0667 Kalorien. |

Die Wärmekapazität der in einer halben Stunde entweichenden Verbrennungsgase stellt sich auf:

$$0{,}0667 \times 1800 = 120{,}6 \text{ Kalorien.}$$

Die Gase strömen mit 1200° C in die Regeneratoren und verlassen sie mit 500° C. Die Temperaturabnahme in den Regeneratoren beträgt demnach 700° C und die dementsprechende Wärmemenge:

$$120{,}6 \times 700 = 84\,420 \text{ Kalorien.}$$

---

1) Vielfach wird für ausgeschichtet auch ausgeschlichtet gesetzt, was zur Klarstellung noch nachgetragen sei.

Für die Erhitzung der Luft benötigen wir 92400 Kalorien,
für die Erwärmung des Gases 11654 „
somit Rückgewinn: 104054 Kalorien.

Da die Verbrennungsprodukte aber nur 84420 Kalorien liefern und daher 19634 Kalorien fehlen, wird es nicht möglich sein, die beiden Medien so hoch wie angenommen zu erhitzen. Die Temperaturen, welche erreicht werden können, sind um ca. ein Fünftel niedriger anzusetzen, d. h. die

$$\text{Luft wird auf } 900 - \frac{900}{5} = 720^0 \text{ C und das}$$

$$\text{Gas auf } 800 - \frac{800}{5} = 640^0 \text{ C erwärmt werden}$$

können.

Die berechneten Abmessungen der Regeneratoren wären dementsprechend zu ändern.

Im Anschluß daran sei nochmals auf die Dimensionierung des Brenners zurückgegriffen. Die Flächen der Gas- und Luftschlitze stünden bei gleicher Durchzugsgeschwindigkeit beider Medien zu einander im Verhältnisse = 6 : 17. Der Wärmeaufwand in den Regeneratoren steht jedoch im Verhältnisse = 116 : 924.

Es würden demnach zu wenig Verbrennungsprodukte in die Gasregeneratoren eintreten und hätte man daher die Gasschlitze größer zu machen. Da die Luftschlitze ca. achtmal so groß sein dürfen wie die Gasschlitze, so sollten letztere wenigstens eine Fläche von 0,0130 qm erhalten.

Man kann jedoch, wie vorbemerkt, den Zutritt der Naphtha in den Ofen leicht regeln und deshalb auch Gas und Luft mit verschiedenen Geschwindigkeiten aus dem Brenner austreten lassen.

Die Abzugskanäle der Regeneratoren legt man vorteilhaft im Verhältnisse der Regeneratorvolumina an.

Pro Sekunde sind 0,19 cbm Verbrennungsprodukte vorhanden und bei 500° C $0{,}19 \times 2{,}84 = \backsim 0{,}54$ cbm.

Bei 1,0 m Geschwindigkeit benötigen die Gase eine Querschnittsfläche von 0,54 qm. Die Regeneratorvolumina stehen im Verhältnisse ihrer Breiten (Gas = 0,5, Luft = 1,1). Dem-

nach sollten die Querschnittsflächen der Regeneratorkanäle für Gas = 0,18 und für Luft = 0,36 sein.

Bei gleicher, gemeinsamer Höhe von 0,50 m werden die Kanalbreiten für Gas = 0,36 m und für Luft = 0,72 m.

Man kann selbstverständlich die Kanäle größer machen, wenn sie schliefbar angelegt werden sollen, damit würde sich die Geschwindigkeit und dementsprechend auch die Temperatur der Verbrennungsprodukte vermindern. Dann aber fällt auch der Schornstein niedriger aus, und deshalb würde auch der Nachteil einer geringeren Essengastemperatur, der übrigens nicht zu erwarten ist, kaum empfunden werden, um so weniger als mit Rücksicht darauf ja die Temperatur der Essengase beim Austritt aus den Regeneratoren schon sehr hoch und zwar mit 500° C angenommen wurde.

Rauchkanal:

0,19 cbm Gase expandieren bei 300° C Temperatur auf: $0{,}19 \times 2{,}1 = \sim 0{,}4$ cbm.

Die Geschwindigkeit der Essengase soll nur zu 2 m angenommen werden, so daß die Querschnittsfläche des Kanales 0,2 qm sein wird. Der Rauchkanal würde demnach eine Höhe von 0,5 und eine Breite von 0,4 m erhalten. Das wäre rechnungsmäßig allerdings genügend, praktisch aber insofern wertlos, als der Kanal sich nur schwer befahren lassen würde. Reparaturen könnten dann überhaupt nicht ausgeführt werden. Mit Rücksicht darauf wählen wir den Querschnitt zu

$$0{,}75 \times 0{,}5 = 0{,}375 \text{ qm.}$$

Auch das ist noch klein im Verhältnis zu den Füchsen der vorher berechneten Ofentypen, genügt aber.

Nach den Tabellen auf Seite 208 und 209 würde sich für den Schornstein eine Höhe von 22,0 m, D (unten) = 1,05 m, und d (oben) = 0,70 m ergeben.

---

Aus vorstehendem erkennt man, daß sowohl die Abmessungen des Ofens als auch die der Rauchgaskanäle (Füchse) und Schornsteine (Essen) bei den für Naphthafeuerung berechneten Öfen im Verhältnis kleiner ausfallen als die der Kohle-be-

feuerten Öfen. Die Gründe für diese Erscheinung ergeben sich aus der Berechnung. Vom praktischen Standpunkte jedoch würde es richtig sein, den betreffenden Teilen nicht die berechneten, sondern größere Abmessungen zu geben. Man hat aber auch bei der Naphthafeuerung mit dem Umstande zu rechnen, daß die Verbrennung einmal unvollkommen vor sich geht, oder merkbare Überschüsse an Luft auftreten. Daraus resultieren dann Änderungen in den Zugverhältnissen, denen man von vornherein Rechnung tragen sollte. Ebenso werden Reparaturen auch bei den Naphtha-befeuerten Öfen nicht ausbleiben, ja im Gegenteil sie werden speziell an den Brennern sehr oft vorkommen.

Was die Ölfeuerung an sich anlangt, so kann deren Studium nur empfohlen werden. Sie wird sich in absehbarer Zeit in allen Zweigen der Feuerungstechnik und besonders im Regenerativ- und Rekuperativbetrieb einen Platz sichern, auch bei uns, um so eher als ja auch Deutschland (Hannover) seit kurzem in die Reihe der Masut liefernden Länder eingetreten ist und sehr wahrscheinlich auch noch weitere Petroleumquellen (z. B. in Schlesien) aufgeschlossen werden dürften.

Mitbestimmend für die weitere Einführung der Masutfeuerung ist auch die Tatsache, daß wir mit unseren Kohle- und vor allem mit den Holzvorräten aus bekannten Gründen sehr haushälterisch umgehen müssen. Daneben kommt in Betracht, daß man auf dem gleichen Raum einen wesentlich größeren Heizwert in Öl als wie in Kohle aufspeichern kann, und daß bei Verwendung von Öl als Brennstoff Schlacken- und Aschenlagerplätze unbekannte Dinge sind — also ebenfalls an Raum gespart wird. Endlich vereinfacht sich das Anfeuern.

Sehr zu wünschen wäre eine Zusammenstellung aller bekannten Erdöle, aus der neben dem Heizwert auch die chemische Zusammensetzung der einzelnen Erdölarten in den verschiedenen Reinheitsproben genau zu ersehen wäre. Sie ist um so wichtiger, als ja der Wert der Erdöle stark schwankt und demnach die Annahme eines Gebietsmittelwertes auch bei Steinkohle usw. zurzeit kaum angängig erscheint.

Zum Schluß sei noch darauf hingewiesen, daß das oben bezüglich der Höhe der Schornsteine für naphthabefeuerte Regenerativöfen Gesagte für naphthabefeuerte Flammöfen keine Gültigkeit hat. Diese verlangen höhere Schornsteine.

## Literatur.


Dürre, E. F.: Die Anlage und der Betrieb der Eisenhütten.
v. Ehrenwert, J.: Das Eisenhüttenwesen Schwedens.
Fischer, Ferd.: Feuerungsanlagen für häusliche und gewerbliche Zwecke.
— Taschenbuch für Feuerungstechniker.
— Handbuch der chemischen Technologie.
Fritzsche, P.: Die Untersuchung und Bewertung der Brennstoffe.
Gruner, M. L.: Abhandlungen über Metallurgie (deutsch von Kupelwieser).
Haase, F. H.: Die Feuerungsanlagen.
v. Hauer, J.: Die Hüttenwesensmaschinen.
Hütte (Verein): Des Ingenieurs Taschenbuch.
v. Jüptner, H.: Die Heizstoffe und das Wichtigste aus der Wärmelehre.
— Die Untersuchung von Feuerungsanlagen.
— -Toldt: Chemisch-kalorische Studien über Generatoren und Martinöfen.
Krüger, R.: Die Lehre von den Brennmaterialien.
Ledebur, A.: Die Gasfeuerungen.
— Die Öfen für metallurgische Prozesse.
— Handbuch der Eisenhüttenkunde.
Lew, J.: Die Feuerungen mit flüssigen Brennmaterialien.
Muck, F.: Die Chemie der Steinkohle.
Naumann, A.: Technisch-thermochemische Berechnungen zur Heizung.
— Lehr- und Handbuch der Thermochemie.
Peclet: Handbuch der Wärme und ihre Anwendung.
Pfeiffer, O.: Das Gas als Leucht-, Heiz- und Kraftstoff.
v. Reiche, H.: Anlage und Betrieb der Dampfkessel.
Schneider, R.: Allgemeine Anweisung für den Bau und den Betrieb der Regenerativgasöfen.
Schwackhöfer: Heizwert der Kohlen Österreich-Ungarns und Preußisch-Schlesiens.
Schwartze, Th.: Katechismus der Heizung, Beleuchtung und Ventilation.
Tyndall, J.: Die Wärme betrachtet als eine Art der Bewegung.
Wedding, H.: Ausführliches Handbuch der Eisenhüttenkunde.
Wilcke: Bau der Feuerungen, Heizungen usw.
— Der praktische Heizer.




G.E. STECHERT
& Co.
NEW YORK


89083896258
B89083896258A